AUTO TUNING



In theorie en praktijk


DELTA PRESS

GERT HACK



657.76

Hack, Gert
Auto-tuning : in theorie en praktijk / Gert Hack ; [vert. uit het Duits en bew.: Atte Roskam]. - 4e dr. - Overberg : Delta Press, 1999. - 537 p. : ill. ; 25 cm.
- Vert. van: Autos schneller machen. - Stuttgart : Motorbuchverlag. - Oorspr. titel: Maak uw auto sneller. - Deventer : Kluwer, 1969.
ISBN 90-6674-094-9

Autotechniek.

AUTO-TUNING

In theorie en praktijk

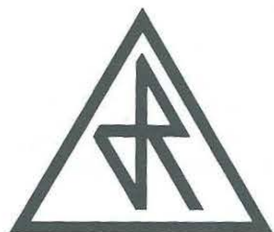
Gert Hack

AUTO-TUNING

In theorie en praktijk

Vierde druk

educatieve
en technische
uitgeverij



DELTA PRESS

Inhoudsopgave

Woord vooraf

Men kan een auto aanschaffen en daarmee rijden, zonder er ook maar ooit een hand naar uit te steken. Dat is, zo kunnen we stellen, meestal het geval. Er zijn echter ook autorijders - en ook nog eens niet zo weinig - die bijna elke vrije minuut besteden om hun auto met een kist vol gereedschap te lijf te gaan. Het doel wordt dan niet zozeer gevormd door een doe-het-zelf-drang ten aanzien van onderhoud en reparatie. Vaak is de wens naar hogere prestaties en/of betere rij-eigenschappen de oorzaak van deze dadendrang. Overigens leidt dit in veel gevallen niet tot resultaten, omdat tuning - zoals voornoemde gesuggereerde handelingen worden genoemd - kennis van zaken vergt; op zijn minst kennis van basisprincipes. Alhoewel er op dit gebied veel geheime recepten, kroegenpraat en wondermiddelen zijn, blijkt de waarheid meestal anders uit te pakken. Aan de andere kant zijn bruikbare handleidingen of speciale richtlijnen, zowel in de hierop betrekking hebbende lectuur alswel in de praktijk (dus in de werkplaatsen), zeer dun gezaaid. Ons gaat het erom op zijn minst het literaire gat te dichten. Daarbij willen we nog wel op de volgende punten wijzen:

1. De lezer zal over de mogelijkheden met betrekking tot zijn eigen auto geïnformeerd willen worden.
2. De uitgever zal daarbij, om een zo breed mogelijk publiek aan te spreken, zoveel mogelijk autotypen beschreven willen hebben.
3. De omvang van het boek zal aan de ene kant, vanwege de kostprijs haar grenzen moeten hebben en aan de andere kant uitgebreid en actueel moeten zijn.

Vanzelfsprekend is het de taak van een auteur met deze wensen rekening te houden. Gezien het vorenstaande is het nog een wonder dat de navolgende pagina's de drukkerij hebben bereikt. Wij zouden dan ook iedere autobezitter willen vragen, wiens merk of type niet beschreven is, om begrip hiervoor op te brengen. U kunt ervan verzekerd zijn dat dit niet is omdat wij een afkeer van de desbetreffende merken of typen hebben. Er was dus gewoon niet meer ruimte voorhanden. Bovendien zijn veel tuning-

werkzaamheden voor alle merken hetzelfde, zodat zij ook voor de niet-nadergenoemde van toepassing zijn. Overigens zou het ook niet juist zijn van een tuning-boek te verlangen uitsluitend recepten te geven, hoe men direct vanaf het papier het nodige vermogen in de motor kan toveren. Daarvan zou alleen een zeer beperkt publiek gebruik kunnen maken, omdat door allerlei modellenwisselingen bij de fabrikanten en de reguliere ontwikkeling de actualiteit van zo'n boek al snel verloren zou gaan.
Veel belangrijker is het in te gaan op de algemene principes van tuning, waarvan ook de lezer die niet echt erop uit is zijn of haar auto hieraan te onderwerpen, het nodige kan leren. Op deze wijze zal het aan de andere kant ook mogelijk moeten zijn normale serie-auto's wat meer pit te verschaffen. In ieder geval kan men het aanbod van de tuning-branche beoordelen en voor de gevraagde prijzen, die in eerste instantie te hoog leken, het nodige begrip opbrengen.

Bij deze gelegenheid nog een woord voor de professionele snellermakers. Dit boek zal in geen geval concurrentie betekenen, maar zal echter wel de nodige goede mogelijkheden tonen die ertoe zullen leiden dat in veel gevallen uw bedrijf zal worden opgezocht.
Al degenen die aan dit werk hebben bijgedragen door tips, opmerkingen of fotomateriaal willen wij hierbij bedanken.

Dipl.-Ing. Gert Hack

1 Waarom meer motorvermogen?

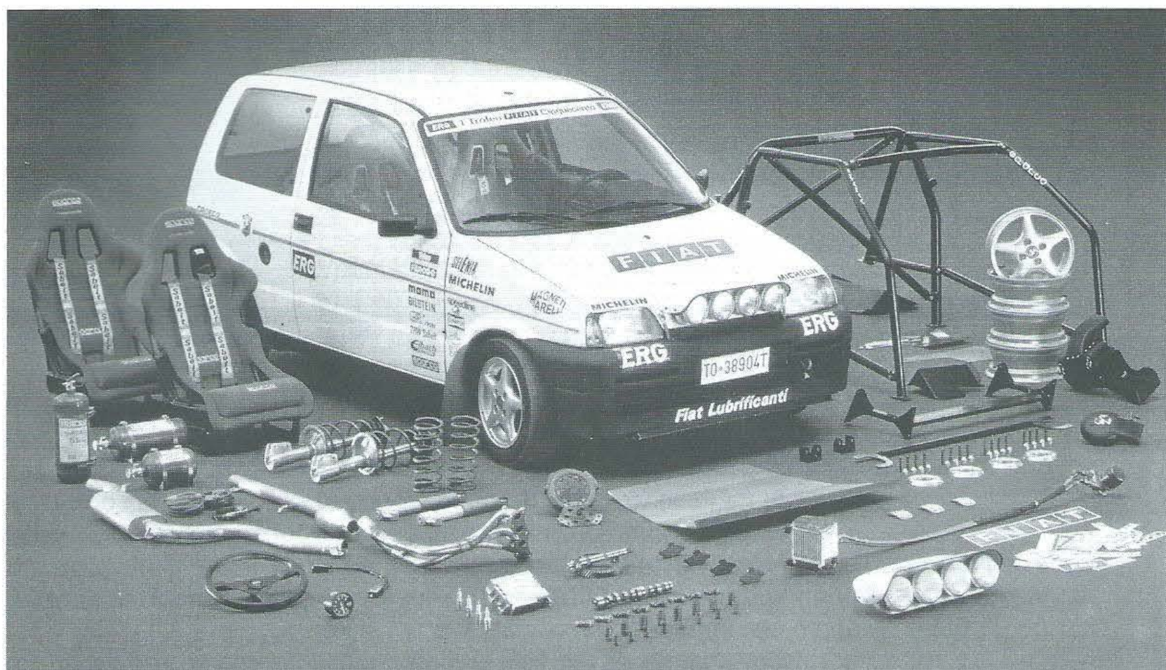
1.1 Tunen en opvoeren

Al sinds de mensheid besloten had zijn voortbeweging toe te vertrouwen aan twee- of vierwielige voertuigen die door een zogenaamde verbrandingsmotor in gang worden gehouden, zijn er mensen die met het serieprodukt - in welke vorm dan ook - niet tevreden zijn. Om misverstanden te voorkomen: het zijn geen fouten of gebreken die men nu eenmaal in elk seriegebouwd voertuig kan aantreffen, maar eerder ontevredenheid ten aanzien van vermogen en wegligging.

Tot ontsteltenis van hun medeburgers demonteren zulke mensen hun motoren, vervangen zij de zonder meer al complexe carburateur door meerdere exemplaren, de vanaf fabriek met veel liefde en fantasie bedachte uitlaatsystemen worden tot één grote pijp omgebouwd en de ooit zo comfortabele vering en schokdemping worden zo hard gemaakt dat langere ritten slechts met moeite zonder lichamelijke ongemakken kunnen worden volbracht.

De opmerking van de doorsnee autorijder, dat men - afgezien van de hoeveelheid werk - voor hetgeen men financieel moet opofferen voor de bewerking van motor en onderstel, ook meteen een snellere auto had kunnen kopen, wordt in het gunstigste geval met een negerend hoofdschudden beantwoord. Maar, objectief gezien, zou men voor een dergelijke mening toch begrip moeten kunnen opbrengen. Daarentegen bezit een opgevoerde of, om de Engelse term te gebruiken, getunede auto een bijzondere charme die men zelden of nooit bij serieauto's aantreft en die niet in geld is uit te drukken. Afgezien van de voldoening waarmee men met een dergelijke auto (oorspronkelijke) soortgenoten en vaak ook zwaardere jongens achter zich laat, beantwoordt tuning in deze tijd van confectie aan de sterker wordende vraag naar een individuele auto.

Gelukkig houdt de industrie van accessoires steeds meer rekening met deze wensen. Er zijn relatief veel autosportzaken die voor een deel bruikbare artikelen verkopen. In zoverre het accessoires betreft, bestaat er geen bezwaar tegen het shoppen in dit soort



Afb. 1.1. Een voorbeeld van tuning 'af fabriek' is het complete voertuig voor de Fiat Cinquecento Trofeo. Tot de tuning-kit, die overigens door Abarth ontwikkeld is, behoren, naast de motorset (van 30 naar 46 kW) ook speciale onderdelen voor het onderstel en de carrosserie, inclusief sportstoelen. En dat voor een speciale prijs.

winkels. Iets moeilijker wordt het als het gaat om wielen, banden, schokdempers en prestatieverhogende zaken voor de motor, omdat de kennis van zaken van de verkoper niet altijd toereikend is. In dit geval zal men tuning-firma's met een bewezen reputatie moeten opzoeken, die zich gespecialiseerd hebben in bepaalde merken en/of typen en dientengevolge over wat meer kennis van de materie beschikken. Wij waarschuwen dan ook voor obscure tuning-zaken en zelfaangeprezen universele opvoergenieën. Oplettendheid is dan met name geboden als de prijzen bijzonder laag zijn en de beloofde resultaten extreem hoog.

In de Benelux is de laatste jaren - net als in Duitsland - een verhoogde activiteit op tuning-gebied te constateren. Toch is het aantal echte specialisten nog dun gezaaid en - afgezien van een enkele uitzondering - hebben zij een klein bedrijf. Dat hoeft overigens geen bezwaar te zijn. Daarbij komt nog dat de personenautofabrikanten het niet hebben begrepen op het wijzigen van hun produkten. In het bijzonder heeft de sterk aangescherpte overheidsnormering een einde gemaakt aan te wilde ingrepen.

Wat thans nog wordt verkocht en voor gebruik op de openbare weg is toegestaan - en van dit soort artikelen moeten tuning-bedrijven het hebben - dienen in Duitsland in ieder geval zijn voorzien van een TÜV-goedkeuring of een zogenaamde ABE (Algemeine Betriebserlaubnis). In de Benelux zal het weldra ook die kant opgaan.
Het zijn echter niet de wettelijke eisen die het leven van de tuner zuur maken. Ook het tuning-object kan schijnbaar onoplosbare problemen veroorzaken. Met andere woorden: de complexe techniek van moderne automobielen vergt zowel theoretische als praktische kennis om in de branche succesvol te zijn.
Maar dit is nog niet voldoende. Goede tuning-bedrijven - en deze die het willen worden - kunnen niet zonder apparatuur zoals een vermogenstestbank, een rollenbank of bepaalde metaalbewerkingsmachines. Alleen dan is goed, professioneel ontwikkelingswerk gegarandeerd. Die ontwikkeling is nodig om op langere termijn in het spel mee te kunnen doen.
Het bestaan van goede tuning-bedrijven is ook een belangrijke voorwaarde voor de talrijke privé-sleutelaars om aan het werk te gaan. Omdat zonder de speciale onderdelen, zoals zuigers, cilinders, inlaatspruitstukken, uitlaatsystemen enz. hun mogelijkheden zeer beperkt zouden zijn. Het loont dan ook, als men tot doel heeft gesteld zijn of haar auto sneller te maken, het aanbod van de tuning-branche in overweging te nemen. Veel wordt daar beter en vaak ook goedkoper vervaardigd. Zo vullen privé-tuners en tuning-bedrijven elkaar vaak goed aan.
Hierbij zal een aangenaam nevenverschijnsel van het tuningwerk niet onbelicht blijven. Op geen andere wijze wordt men met de techniek en de problemen van een auto zo vertrouwd gemaakt als bij het uitvoeren van prestatieverhogende handelingen. Als men op dit gebied ook nog wat sleutelervaring heeft, zal men onderhoudsbeurten en soortgelijke werkzaamheden die de auto langer op de weg houden, zelf kunnen verrichten en zo kosten besparen.
In dit boek wordt nu getracht de theoretische en praktische principes van motor-tuning nader te belichten op een wijze die ook niet-technici zal aanspreken. Met deze uitrusting zal het voor de ervaren sleutelaar mogelijk zijn iedere normale serieauto te verbeteren, omdat alle principiële handelingen worden besproken.
Blijft nog over te stellen, dan men uitgesproken top-tuning niet aan de hand van richtlijnen kan uitvoeren, omdat hierbij zeer veel inzet en een hele serie testprocedures horen. Dit is slechts voorbehouden aan grote bedrijven en aan mensen die het zich kunnen veroorloven om aan één type auto te werken en zodoende de nodige ervaring opdoen. Afgezien daarvan is dit soort tuning alleen voor competitie-doeleinden geschikt. Voor gebruik op de



Afb. 1.2. Tot het professioneel tunen behoort ook een uitlaatgastest op de rollenbank

weg zijn dergelijke auto's ongeschikt. Daarenboven hebben veel mensen er weinig zin in om voortdurend dit soort nerveuze auto's te besturen. Derhalve geven zij dan de voorkeur aan eenvoudiger tuning-ingrepen.

1.2 Tunen met gezond verstand

Veel autorijders zijn met hun voertuig zo vertrouwd, dat zij kleinere reparaties en onderhoudswerkzaamheden zelf uitvoeren. Deels omdat zij er plezier in hebben, deels om oponthoud door garagebezoek te voorkomen en/of geld uit te sparen. Desalniettemin schrikken zelfs ervaren sleutelaars ervan terug prestatieverhogende ingrepen uit te voeren, omdat zij vrezen een onberekenbaar risico te nemen en de levensduur van hun motor nadelig te zullen beïnvloeden. Overigens bestaat deze vrees niet geheel onterecht, omdat iedere echte vermogensverbetering in principe een zekere verkorting van de motorlevensduur met zich brengt en de gevoeligheid voor reparaties verhoogt. Aan de andere kant hoeft men daar ook niet zo bang voor te zijn, omdat een vakkundig uitgevoer-

de motor-tuning met relatief geringe vermogensstijging nauwelijks enig risico herbergt.
Tegenover het nadeel van een hogere motorbelasting kan men ook zaken stellen, zoals verbeterde oliekoeling en oliefiltrering, die dit nadeel weer gedeeltelijk opheffen. Toch is niet alleen de angst voor pech, die tuning hinderlijk in de weg staat. Meestal weet men ook niet welke mogelijkheden tot verbetering van motor en onderstel bestaan en welke maatregelen werkelijk effect hebben. In het bijzonder in de accessoire-industrie worden door min of meer obscure handelaren evenzo dure als waardeloze wondermiddelen aangeboden, waarvan de gebruikswaarde door de leek niet geheel kan worden beoordeeld, omdat ook vaak in de daarop betrekking hebbende reclame de meest ongelooflijke beloftes worden gedaan. Wij zullen hier niet eens op de werking en het effect van deze middelen en toverapparaten ingaan, maar ons tot de conclusie beperken dat tabletten, sapjes, wonderbougies, vonkversterkers, aanbouwcarburateurs, uitlaatschotjes en soortgelijke zaken met het oog op vermogensverbetering geen serieuze tests kunnen doorstaan en vaak alleen maar een verslechtering veroorzaken.
Echter, ook met veranderingen aan het onderstel moet men voorzichtig zijn, omdat niet iedere schokdemper een verbetering betekent en niet iedere brede band op elke willekeurige auto optimaal werkt. Ook is het weinig zinvol een voor alledaags gebruik bestemde auto naar alle regelen van de kunst lager te leggen en harder te maken, omdat hierdoor de algemene ge-



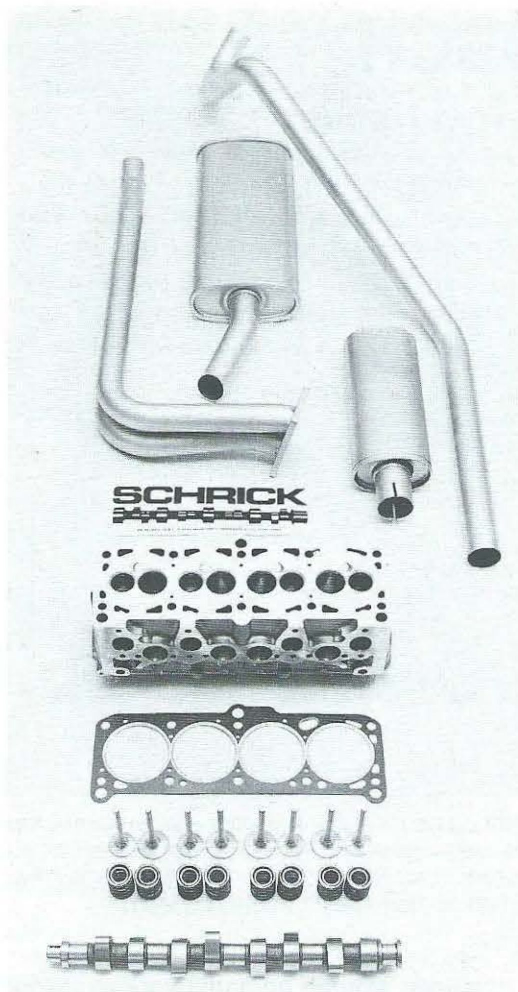
Afb. 1.3. Een goed uitgangspunt voor een juiste afstemming vormen de door de fabriek geleverde onderdelen voor het onderstel. Hier een groep N-set voor de BMW.

bruikswaarde te sterk wordt beperkt. In de techniek bestaan geen wonderen. Als men aan de ene kant wat wint, moet men bereid zijn daarvoor in ruil op een ander punt een zeker nadeel op de koop toe te nemen. Als eindresultaat loopt ook hier alles op een zinnig compromis uit dat door iedere autorijder zelf geformuleerd zal moeten worden, omdat alleen hij of zij weet hoe de algemene toestand van de auto is en het gebruik zal zijn.
Het zal daarom de taak van dit boek zijn de belangstellende sleutelaar handelingen en mogelijkheden van motor- en onderstelverbetering, zowel in principes als in uitwerkingsdetails, aan te reiken. Of anders gezegd, te tonen waar het startpunt ligt. Niet mag onvermeld blijven dat effectieve verbeteringen bij veel auto's in hoge mate aan tijd, werk en geld vereisen. Ook moet men met wat idealisme aan het werk gaan en niet bij de minste of geringste tegenslag de zaak voor gezien houden. Om dit te vermijden willen wij, waar het kan, de nodige grenzen aangeven.
De ervaringen en (meet-)waarden die in dit boek zijn vermeld, stammen voor een deel uit het repertoire van professionele tuners en voor een ander deel uit eigen ervaring.

1.3 Kloppen de pk's?

Bij het beoordelen van opgegeven motorvermogens dient men zich te realiseren dat motoren die in grote aantallen geproduceerd worden, van huis uit niet geheel onaanzienlijke toleranties te zien geven, hetgeen wil zeggen dat zij meer, maar ook minder vermogen kunnen leveren, dan wordt opgegeven. De officieel toegelaten tolerantie ligt bij ongeveer vijf procent. Maar niet alleen deze afwijkingen, voortvloeiende uit de serieproduktie, beïnvloeden het vermogen van de motor, ook gebruiksomstandigheden en het inloopproces spelen een belangrijke rol. Zo blijken voertuigen die hoofdzakelijk in stadsverkeer en voor korte afstanden worden gebruikt over minder vermogen te beschikken dan die waarmee over lange afstanden stevig wordt doorgereden. Omdat niet iedereen over een vermogenstestbank beschikt, voldoet in de regel een test van rijprestaties (topsnelheid en acceleratie over een kilometer met staande start) met behulp van een stopwatch, om een indruk te krijgen van het potentieel van de eigen auto. Men kan die waarden dan vergelijken met die in goede autotijdschriften of consumentengidsen, zoals het Duitse blad Auto, Motor und Sport of het autojaarboek Autotest van Kluwer.
Bij deze gelegenheid nog even een nadere verklaring van het begrip vermogen. Voorheen werd die officieel aangegeven in pk's (paardekrachten) en het koppel (draaimoment) in mkg (meterkilo-

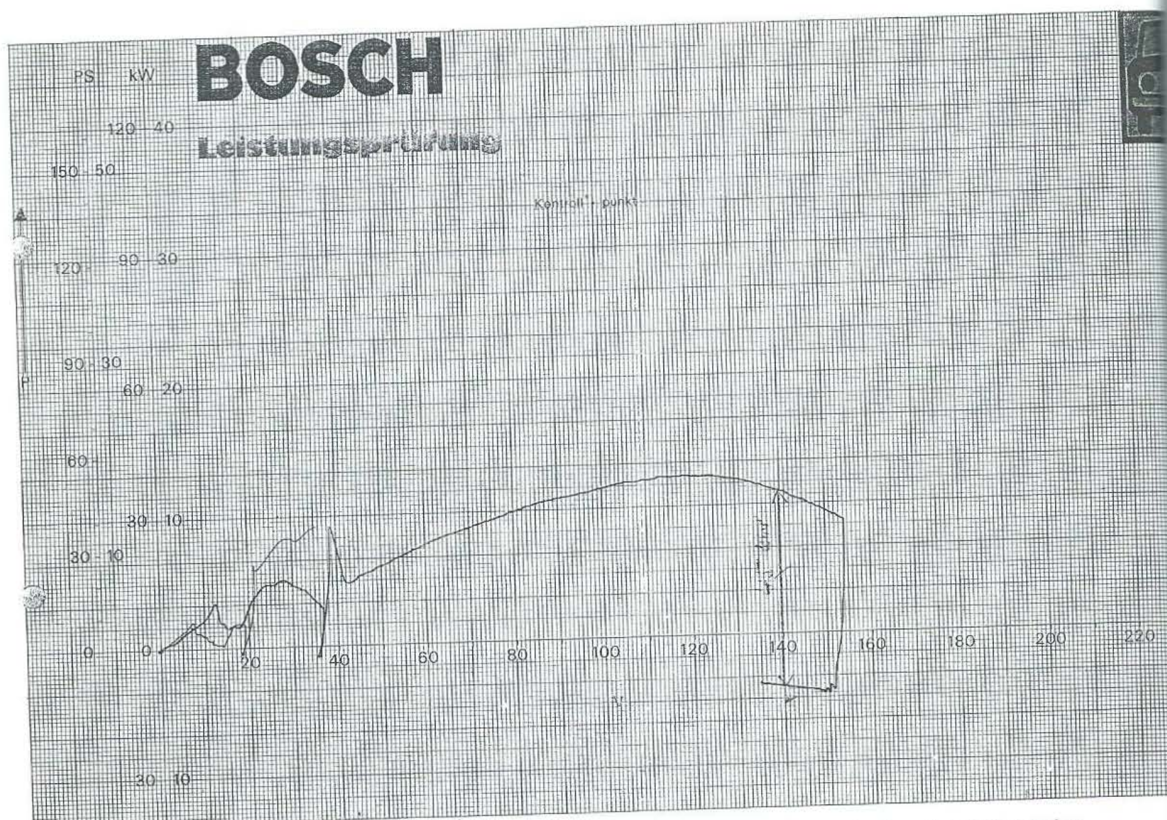
Afb. 1.4. Een professioneel, door Dr. Schrick voor de (1e generatie) Golf GTI ontwikkelde set. Deze bevat een bewerkte cilinderkop, koppakking, kleppen, klepveren, nokkenas en de complete uitlaat vanaf het spruitstuk: van 82 naar 97 kW.



gram). Volgens het nieuwe internationale meetsysteem wordt nu het vermogen in kW (kilowatt) en het koppel in Nm (newtonmeter) aangegeven. De oude waarden worden als volgt omgerekend: 1 kW = 1,36 pk; 1 pk = 0,7355 kW; 1 mkg = 9,81 Nm.

1.4 Tunen met overheidsgoedkeuring

Alle automobielen die in Duitsland voor gebruik op de openbare weg zijn toegelaten, zijn voorzien van een zogenaamde 'Allgemeine Betriebserlaubnis', afgekort ABE, welke door een onderdeel van het Duitse ministerie van verkeer wordt afgegeven. Uitzonde-



Afb. 1.5. De vermogenstest op de rollenbank is door slip- en temperatuursinvloeden altijd enigszins onderhevig aan onnauwkeurigheden. In dit diagram (kopie van een Bosch-testgrafiek) wordt het maximale verschil tussen aandrijving en overrun in de maximumwaarde (hier 45 kW bij 140 kilometer) weergegeven en op de normtoestand gecorrigeerd.

ringen worden gemaakt voor exotische auto's (één enkel exemplaar), kleine series en bijzondere voertuigen, die een individuele keuring moeten ondergaan. In Nederland geschiedt dit tamelijk ingewikkelde gebeuren door de Rijksdienst voor het Wegverkeer. Hoe dan ook, alle auto's bestemd voor het gebruik op de openbare weg moeten voldoen aan het Wegenverkeersreglement. Hieruit kan men concluderen dat wijzigingen naderhand aan het voertuig aangebracht in principe zullen afwijken van de typegoedkeuring of op zijn minst een goedkeuring ingevolge de APK in de weg zullen kunnen staan. Eenvoudige voorbeelden zijn wijzigingen aan de motor die het CO-gehalte beïnvloeden en te brede wielen die buiten de spatschermen steken. Verricht men aankopen in Duitsland dan is het goed te weten dat onderdelen die zijn voorzien van een TÜV-goedkeuring of een zogenaamd Mustergutachten ingevolge de ABE, geschikt zijn bevonden voor monta-

ge op een bepaald type auto bestemd voor gebruik op de openbare weg.
De toelating van auto's uitsluitend voor competitiedoeleinden valt niet onder de APK. Rally-auto's dienen, omdat zij aan het verkeer deelnemen, wel te zijn voorzien van een geldige goedkeuring. Uitgezonderd natuurlijk auto's jonger dan drie jaar.
Afhankelijk van de wedstrijdklasse waar men in start, zijn er min of meer grote vrijheden toegestaan. Dit wordt omschreven in reglementen en gecontroleerd door de technisch commissarissen, hiervoor gelicentieerd door de KNAC Nationale Autosport Federatie (KNAF).

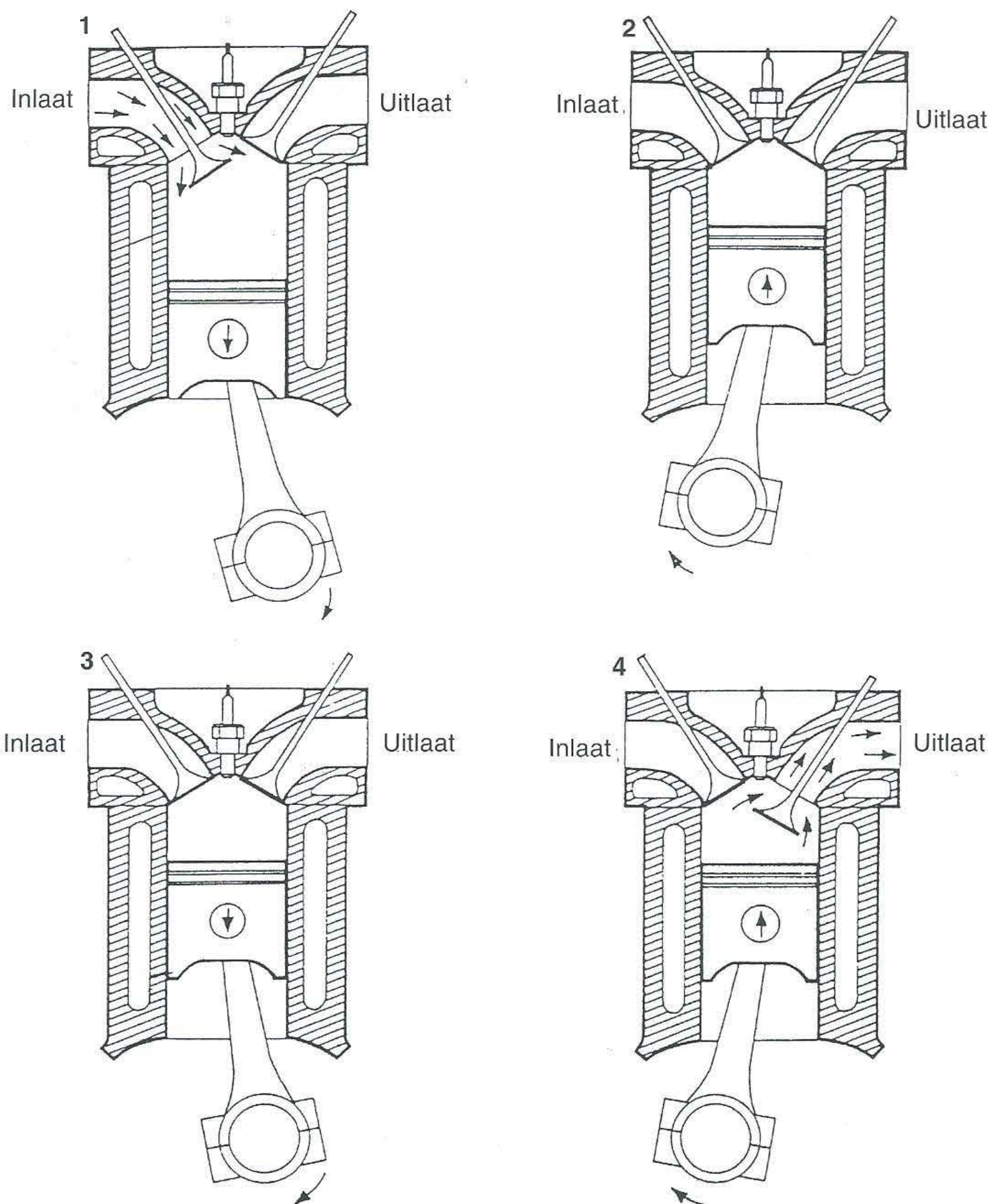
2 Waar het vermogen vandaan komt

Alle effectieve maatregelen ter verhoging van het vermogen van een verbrandingsmotor laten zich terugvoeren op de basisprincipes van de werking van deze motor. We zullen ons dan enigszins met de theorie moeten gaan bezighouden - hetgeen overigens in dit boek zo min mogelijk zal gebeuren - op een manier die ook niet-technici op eenvoudige en begrijpelijke wijze de zin en het doel van de afzonderlijke tuning-handelingen duidelijk maakt. Voor ons doel zal uitsluitend de zuigermotor, een zogenaamde warmtekrachtmachine met interne verbranding, worden besproken; deze is ook het meest verbreid. In deze motor wordt het vermogen opgewekt door omzetting van in brandstof aanwezige chemische energie in warmte. De vrijkomende warmte-energie moet daarop weer in mechanische energie worden omgevormd. Voor de verbranding van brandstof is zuurstof nodig, die samen met lucht wordt aangevoerd. Deze dient tegelijk als werkmedium, dat door warmtetoevoer onder druk wordt gezet en bij uitzetting arbeid verricht. Dit herhaalt zich periodiek in een zogenoemd thermodynamisch kringproces. Datgene wat zich afspeelt tussen het toevoeren van gas (brandstof en lucht) en het uitstoten van het verbrande gas (uitlaatgas) noemt men het verbrandingsproces. De prestaties van een bepaalde motor zullen groter zijn naarmate er meer brandstof per tijdseenheid in vermogen kan worden omgezet.

2.1 Vier belangrijke slagen

Om het verbrandingsproces zo zuiver en correct mogelijk te laten verlopen, zijn bij de zuigermotoren, zoals die in auto's worden toegepast, in de regel vier handelingen nodig.

1. Inlaatslag
   De uitlaatklep wordt door de spanning van de klepveer gesloten gehouden, terwijl de inlaatklep door een mechanisme



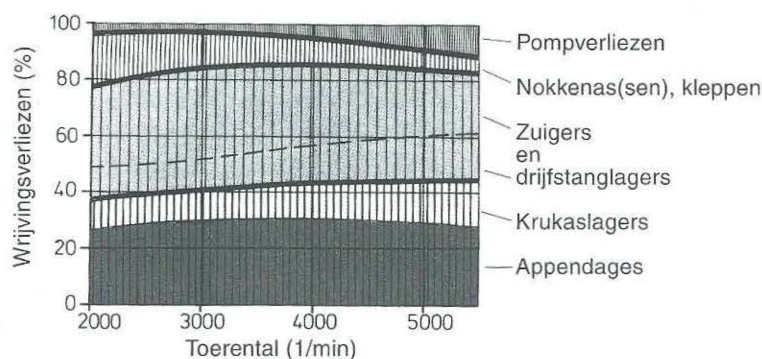
Afb. 2.1. Het werkingsprincipe van de verbrandingsmotor wordt duidelijk aan de hand van deze vier schetsen.

1. Aanzuigen van het verse mengsel (inlaatkleppen geopend)
2. Comprimering van het brandstof/luchtmengsel (kleppen gesloten)
3. Ontsteking en verbranding van het mengsel (kleppen gesloten)
4. Uitstoten van het verbrande gas (uitlaatkleppen geopend)

geopend wordt. Door de neergaande slag van de zuiger wordt het brandbare lucht-/brandstofmengsel door het inlaatsysteem in de cilinder gezogen.

2. Compressieslag
   Bij gesloten kleppen wordt het lucht-/brandstofmengsel door de in de cilinder opgaande zuiger gecomprimeerd (samengedrukt).
3. Arbeidsslag
   Bij nog steeds gesloten kleppen ontsteekt een vonk van de bougie het mengsel net vóórdat de zuiger het bovenste dode punt bereikt heeft. (Bij de dieselmotor met zijn hoge compressie ontbrandt de dieselbrandstof vanzelf door aanraking met de door de hoge compressie verhitte lucht. Deze vorm van ontsteking is alleen mogelijk door de bijzondere eigenschappen van dieselbrandstof.)
   Het gasmengsel verbrandt en de druk van de ontstane verbrandingsgassen drijft de zuiger omlaag. Het daarbij expanderende (uitzettende) gas verricht daarbij de arbeid.
4. Uitlaatslag
   Voordat de zuiger het onderste dode punt heeft bereikt, wordt de uitlaatklep geopend. Door de in de cilinder heersende overdruk en de daaropvolgende opgaande slag van de zuiger worden de verbrandingsgassen uit de cilinder gedreven. Via de uitlaatklep, het uitlaatspruitstuk alsmede de uitlaatdemper komen de uitlaatgassen in de open lucht. Na het sluiten van de uitlaatklep wordt de inlaatklep weer geopend en het hele proces begint weer opnieuw met de inlaatslag.

Deze vier slagen voltrekken zich volgens een thermodynamisch kringproces, waarop hier niet verder wordt ingegaan. We moeten alleen in gedachte houden, dat de mate waarin een motor uit brandstof een bepaalde hoeveelheid warmte omzet in vermogen, toeneemt met een hogere compressie. Tijdens de verbranding oefent het gas op zijn omgeving en dus ook op de zuigerbodem een hoge druk uit, die des te hoger zal zijn als de compressieverhouding ook hoger is. Ook van belang is de toegevoerde hoeveelheid te verbranden gas. Hier komen we nog uitgebreid op terug. Omdat de verbrandingsdruk tijdens het verbrandingsproces niet gelijkmatig verloopt (hij stijgt eerst sterk tot een bepaalde waarde en bouwt daarna weer heel snel af), heeft men de term 'gemiddelde werkdruk' ingevoerd. Deze op de zuiger uitgeoefende druk wordt ook op de drijfstang overgebracht, vervolgens op de kruktap - die als hefboom fungeert - met als resultaat een draaimoment (koppel) aan de krukas. Dit draaimoment wordt in het algemeen gemeten aan het einde van de krukas waar vliegwiel en koppeling



Afb. 2.2. In dit diagram is de verdeling van de wrijvingsverliezen afgezet tegen het toerental. Het grootste aandeel komt voor rekening van zuigers en drijfstanglagers.

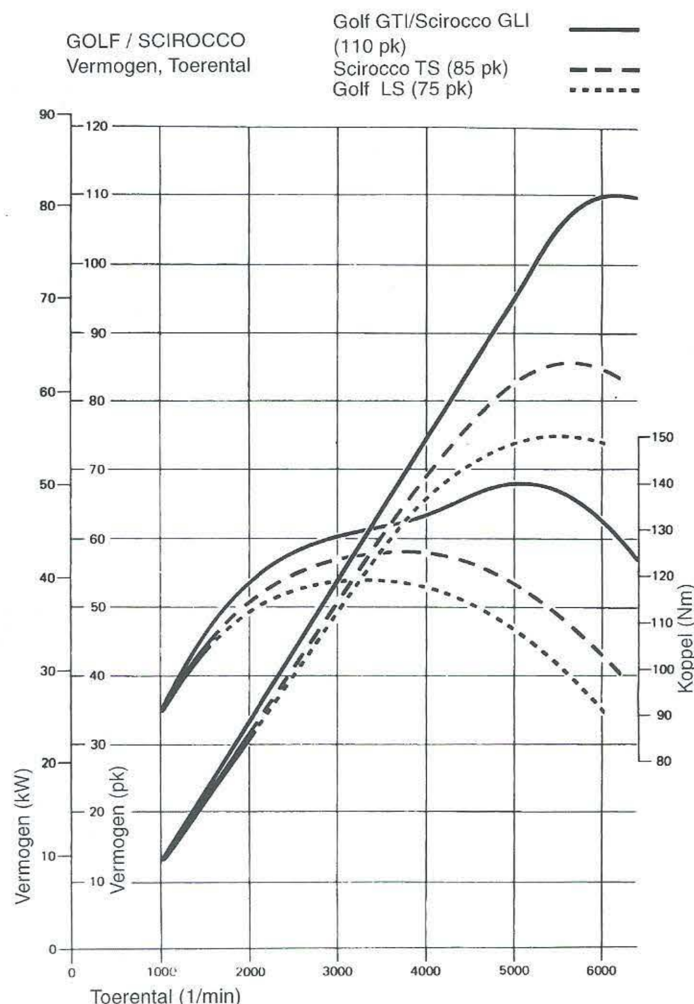
bevestigd zijn. Het koppel is evenredig aan de verbrandingsdruk; dus proportioneel.
Van wezenlijk belang is het te weten dat de in de verbrandingsruimte heersende verbrandingsdruk negatief wordt beïnvloed door de zogenaamde wrijvingsdruk die ontstaat door de wrijving van zuigers, lagers en het klepbedieningsmechanisme. Deze wrijvingsdruk wordt ook wel met mechanisch verlies aangeduid en wordt verdisconteerd in de vermogensbepaling als zijnde het 'mechanisch rendement'. Voor het aan het krukaseinde beschikbare koppel is dus de effectieve gemiddelde werkdruk maatgevend.

Zoals we nu gezien hebben, stemt het aan de krukas gemeten koppel overeen met de op de zuigers uitgeoefende verbrandingsdruk. Evenzo opmerkelijk is het, dat het koppel van de motor - dat wij aanduiden met M - bij een gegeven gemiddelde druk groter wordt, naarmate het slagvolume ook groter wordt. Deze componenten laten zich in eenvoudige en heldere formules samenvatten:

$$M = p_e \cdot V_s \cdot K$$

In deze formule zijn: M het reeds genoemde koppel, p_e de gemiddelde werkdruk (waarin wrijvingsverliezen al zijn verrekend) V_s het slagvolume en K een constante, dus een gelijkblijvende waarde, waarvan de omvang alleen voor deze formule geldt.
Bij iedere arbeidsslag van de zuiger wordt een bepaald koppel ontwikkeld, dat wil zeggen, arbeid geleverd. Voor de zuigermotor geldt dus dat naarmate het aantal arbeidsslagen groter is, het vermogen stijgt. Het aantal arbeidsslagen stijgt echter met het

Afb. 2.3. De samenhang tussen koppel en toerental en de invloed op het vermogen kan men goed afleiden uit dit voorbeeld met drie VW-motoren met 1,6 liter slagvolume. De 55 kW (75 pk) motor haalt zijn maximumkoppel van 119 Nm bij 3200 1/min. Zijn nominale toerental ligt bij 5600 1/min. Aanzienlijk meer koppel bij een hoger toerental (140 Nm bij 5000 1/min) moet de GTI-inspuitmotor genereren om zijn nominale vermogen van 82 kW (110 pk) bij 6100 1/min te halen. De daartussen liggende TS-motor bereikt zijn hogere vermogen alleen door een beter koppel (= betere vulling); de toerentallen liggen niet hoger.



toerental (de rotatiefrequentie). Daaruit volgt dat het vermogen van de verbrandingsmotor van twee factoren afhankelijk is, namelijk het koppel en het toerental. Als men het vermogen met *P* aanduidt en het toerental met *n* (deze letters worden hier uniform gebruikt), kan voormelde redenering in de volgende formule worden ondergebracht:

$$P = M \cdot n \cdot K$$

Voor het koppel *M* hebben we al een andere uitdrukking gevonden, die men in plaats van *M* in voorgaande formule kan opnemen. Voor het vermogen geldt dan:

$$P = p_e \cdot V_s \cdot n \cdot K$$

Uit deze beschouwingen zal duidelijk zijn, welke maatregelen nodig zijn, om het vermogen van de motor te vergroten.
Men kan
- de slag vergroten
- de gemiddelde werkdruk verhogen
- het toerental verhogen

of deze drie maatregelen combineren.
Er zijn ook mogelijkheden de vermogensverliezen te beperken door verbetering van het thermisch en mechanisch rendement. Echter, hierdoor zijn de te bereiken resultaten duidelijk minder dan de vermogenswinst welke men bereikt door de bovenvermelde drie handelingen.

2.2 Formules en normeringen

Voor de bepaling van het vermogen en de aanduiding van de hierop betrekking hebbende waarden zijn algemeen geldende formules en internationaal te gebruiken normen onontbeerlijk. Hier zal slechts het hoogstnodige beschreven worden om de een of andere berekening zelf te kunnen maken en om de vergelijking van verschillende vermogensaanduidingen zelf in te kunnen schatten. Zoals in de vorige alinea's beschreven, berekent met het vermogen uit het resultaat van koppel en toerental, waarbij voor vierslagmotoren de volgende constante geldt:

$$\text{vermogen} = \frac{\text{koppel x toerental}}{9550}$$

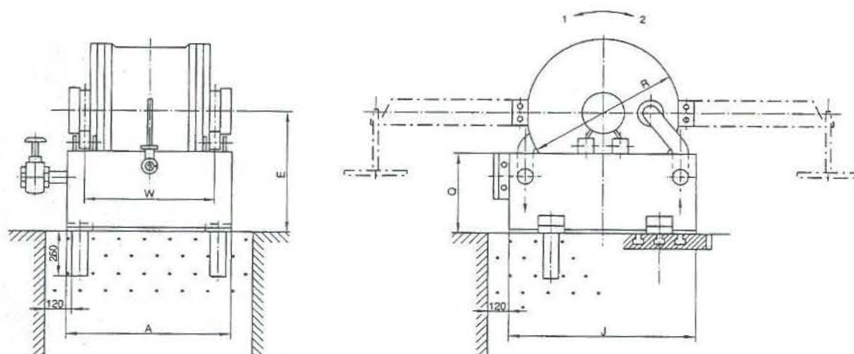
of

$$P = \frac{M \cdot n}{9550}$$

Daarbij worden de volgende internationale grootheden, de zogenaamde SI-eenheden, toegepast:
- vermogen (P) in kilowatt (kW)
- koppel (M) in newtonmeter (Nm)
- toerental (n) in 1/min

Technische gegevens en afmetingen

Type	Nominaal koppel	n_{max}	P_{nom}	Max. aandeel van de koppelings-massa bij max. toerental	Massa	Afmetingen in mm (richtmaten					
	(Nm)	(1/min)	(kW)	(kg)	(kg)	A	E	J	Q	W	R
E-90	200	12000	90	2,8	200	540	498	540	315	372	310
E2-180	400	10000	180	4	320	694	498	540	315	524	310
E2-330	900	8000	330	8	600	820	550	680	312	686	420
E-550	3000	4000	550	45	2000	1080	800	1200	350	950	766
E-550 G	800	16000	550	2	771	980	800	1470	350	950	766



Afb. 2.4. Wervelstroom-vermogenstestbanken zijn voor bijna ieder toerental- en vermogensbereik leverbaar. Hier een overzicht van de firma Schenck.

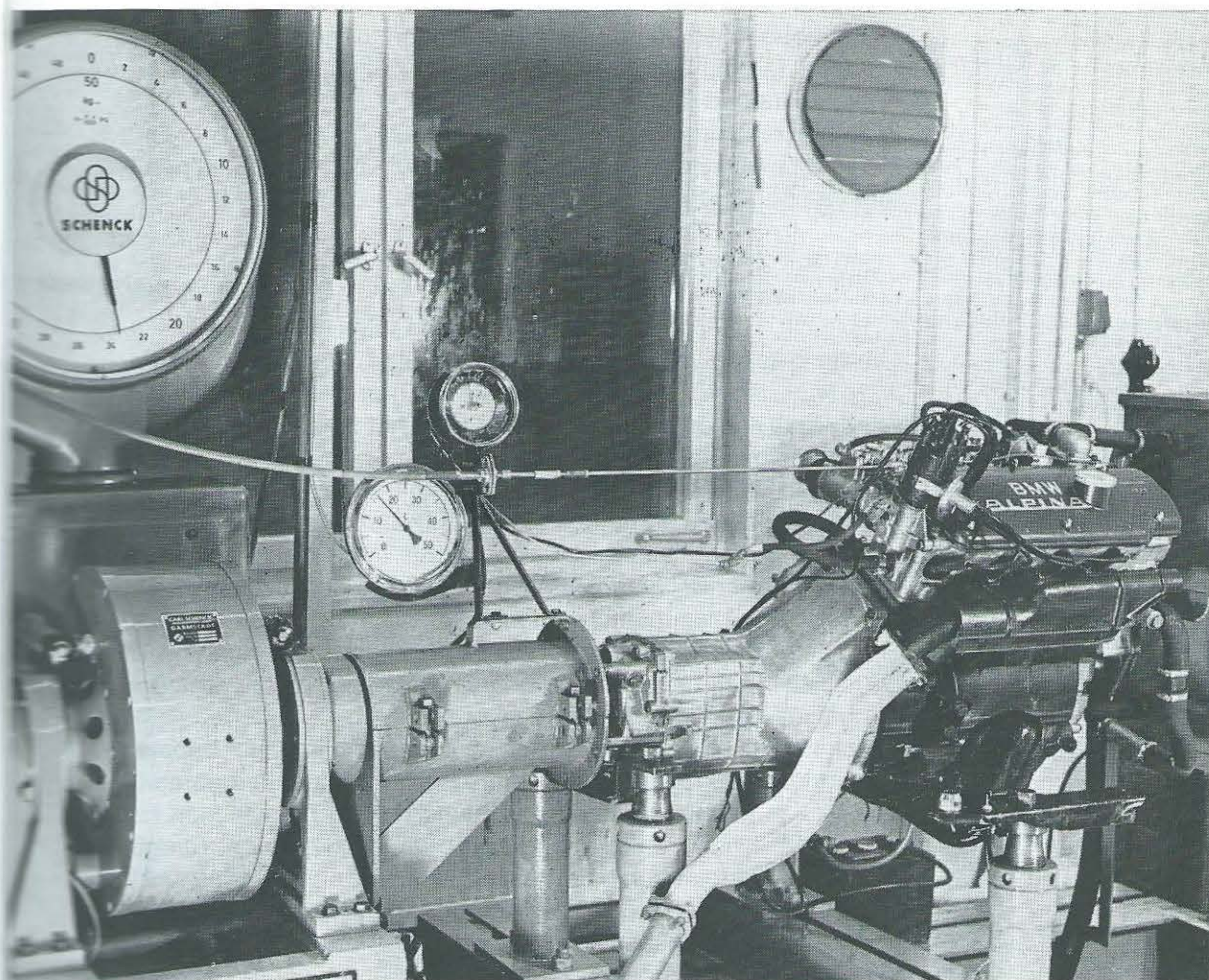
In technische termen luidt de formule als volgt:

$$\text{vermogen} = \frac{\text{koppel x toerental}}{716{,}2}$$

of

$$P = \frac{M \cdot n}{716{,}2}$$

Daarbij gelden de volgende grootheden:
- vermogen (P) in paardekrachten (pk)
- koppel (M) in meterkilogram (mkg)
- toerental (n) in 1/min



Afb. 2.5. Een BMW-motor op de vermogensproefstand. Uit de aanwijzing op de schaalverdeling en het toerental (niet zichtbaar op de foto) kan men het vermogen berekenen.

Dit verouderde technische systeem mag men niet meer gebruiken, zodat alle verdere formules volgens SI-normering zijn aangeduid. Dus ook de volgende voor de bepaling van het koppel.

$$\text{koppel} = \frac{\text{cilinderinhoud x gemiddelde druk}}{0{,}12566}$$

of

$$M = \frac{V_s \,.\, p_e}{0{,}12566}$$

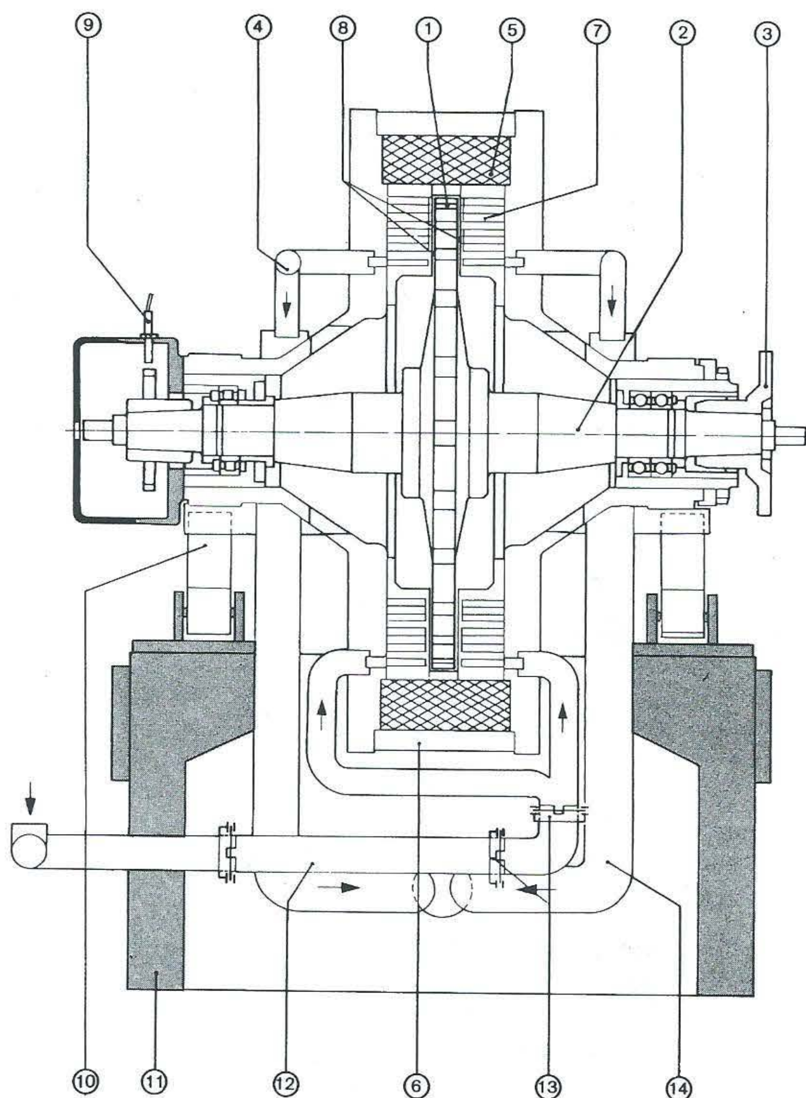
Hierin hebben we de volgende grootheden toegepast:
- koppel (M) in newtonmeter (Nm)
- cilinderinhoud (V_S) in liter (L)
- gemiddelde druk (p_e) in bar

Vervangt men in de vermogensformule het koppel door het resultaat van de vorige formule, dan krijgen we:

$$P = \frac{V_s \cdot p_e \cdot n}{1200} \text{ (in kW)}$$

Om de getallen van vermogen en koppel te kunnen vergelijken, zijn genormeerde vermogensdefinities en meetprocedures onmisbaar. Zo is bij voorbeeld in de DIN-norm het begrip netto-vermogen gedefinieerd, die vroeger met nuttig vermogen of effectief vermogen werd aangeduid. Bij het netto-vermogen gaat het om het aan de krukas gemeten vermogen, waarbij de motor met alle voor het normale gebruik gemonteerde appendages uitgerust moet zijn. Hiertoe rekent men de dynamo, de koelventilateur, stuurbekrachtigingspomp en een uitlaatsysteem dat ook voor de normale produktiemotor wordt gebruikt. Volgens DIN-norm nr. 70 020, blad 4, zijn de voor de bepaling van het netto-vermogen benodigde appendages aangegeven.
Minstens net zo belangrijk als de exacte definitie is het bepalen van atmosferische omstandigheden. Luchtdruk, luchttemperatuur en ook - in geringe mate - de luchtvochtigheid beïnvloeden het vermogen. Koude en dientengevolge dichte inlaatlucht (omgevingslucht) leidt tot een beter resultaat dan ijle en/of warme lucht. Een sprekend voorbeeld is het vermogensverlies bij toenemende hoogte boven de zeespiegel, die per 100 meter stijging gesteld kan worden op 1 procent. Ook een zeer hoge luchtvochtigheid vermindert het vermogen en daar zal op zijn minst in permanent vochtige gebieden (bij voorbeeld de tropen) en bij zeer hoge vermogenswaarden rekening mee moeten worden gehouden. In principe dient men dus de zogenaamde meetvoorwaarden vast te leggen. De bij de vermogensmeting werkelijk heersende omstandigheden worden vastgelegd en de aangegeven vermogenswaarden worden gecorrigeerd met inachtneming van de normomstandigheid. DIN 70 020 geeft als omgevingstoestand de volgende waarden:
- temperatuur $t = 20$ °C
- barometeraanwijzing $b = 1013$ mbar (millibar)

Bij afwijkende testomstandigheden kan het verkregen vermogen met behulp van de volgende formule worden gecorrigeerd:



Afb. 2.6. Dit schema toont de opbouw van een wervelstroom-vermogensrem. Een pendelend opgehangen behuizing (6) omvat een getande poolschijf (1). In de behuizing zijn wikkelingen (5) en watergekoelde ruimten (7) aangebracht. Zodra er een gelijkstroom door de wikkeling vloeit, ontstaat een magnetisch veld, dat te zamen met de getande rotor draait en in de wanden van de koelruimten een wervelstroom induceert. De daarbij opgebouwde tegenpool oefent de gewenste remmende werking op de rotor uit.

1	Poolschijf	6	Rembehuizing	11	Frame
2	Remas	7	Koelkamer	12	Watertoevoer
3	Koppelingsflens	8	Luchtspleet	13	Flexibele verbinding
4	Waterafvoer met thermostaat	9	Inductieve toerentalopnemer	14	Waterafvoerslang
5	Spoel	10	Steunveren		

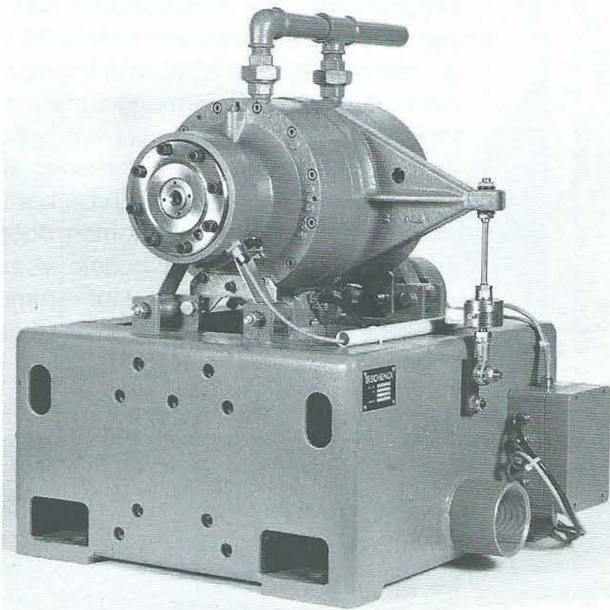
$$P = P \cdot \frac{1013}{b} \cdot \frac{273 + t}{293}$$

De aanduiding *b* is de bij de vermogensmeting heersende atmosferische druk (barometerstand in millibar of hPa = hectoPascal), *t* is de temperatuur van de aangezogen lucht in graad Celsius. Omdat in andere landen vaak andere meetomstandigheden of definities gehanteerd worden, zijn de daarmee verkregen vermogenswaarden niet vergelijkbaar met die verkregen volgens de DIN-methoden, laat staan dat ze zijn om mee te rekenen. Het zogenaamde Amerikaanse SAE-bruto vermogen komt op grond van andere definities en testvoorwaarden ongeveer 10 tot 25 procent hoger uit. Ook de Italiaanse CUNA-norm leidt tot ongeveer 5 tot 10 procent hogere waarden dan de DIN-methode.
Het binnenkort te hanteren ECE-nettovermogen kent als meetomstandigheden 25 °C en 1000 mbar. Het daarop gecorrigeerde vermogen is in vergelijking met de DIN-methode iets lager.

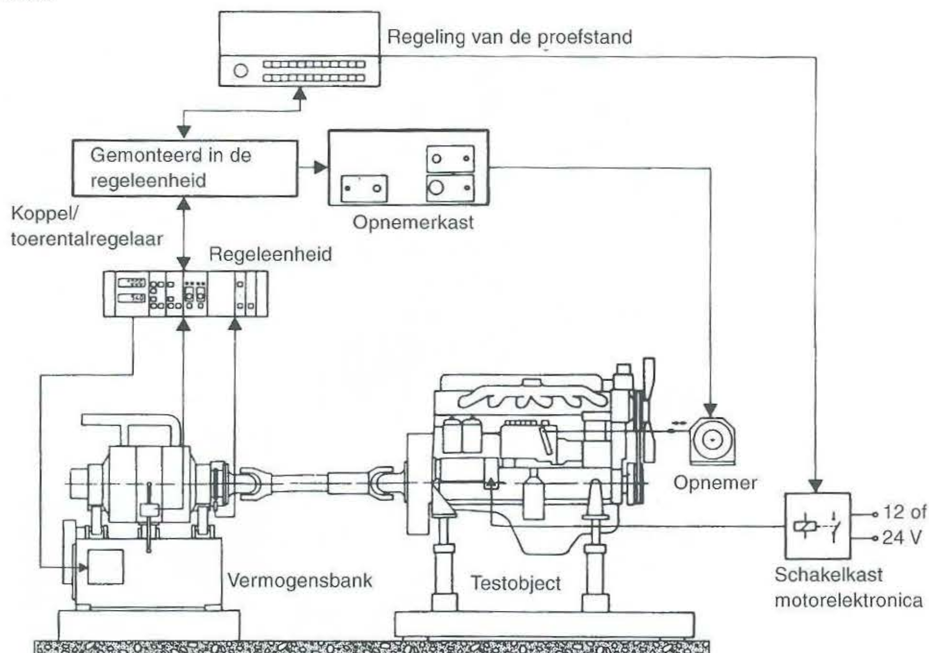
2.3 Het testen van het vermogen

Er zijn verschillende mogelijkheden het vermogen van een motor te meten, waarbij met toenemende investeringen ook de meetnauwkeurigheid stijgt. De vermogensmeting kan zowel op een vermogenstestbank, op de rollenbank of door rijproeven geschieden. De meest nauwkeurige en uitgebreide test is die op de vermogenstestbank met een zogenaamde vermogensrem. Hierbij wordt de motor - natuurlijk in uitgebouwde toestand - aan vliegwielzijde direct aan de vermogensrem gekoppeld. De remwerking in de vermogensrem wordt bij moderne installaties door elektriciteit (wervelstroomrem) of hydraulisch (waterrem) opgewekt. Het op deze wijze verkregen remmoment komt overeen met het aan de krukas afgegeven draaimoment (koppel) van de motor. De meting geschiedt via een krachtopnemer die aangebouwd is aan het pendelend gelagerd remhuis; het remhuis kan dus heen en weer bewegen. Tegelijkertijd wordt het toerental gemeten. Uit de beide verkregen waarden laten zich het vermogen en het koppel van de motor herleiden over het gehele bereik, waarbij overigens nog complexe elektronische regelingen nodig zijn. Wervelstroomremmen zijn daarbij op grond van hun goede stuur- en regelbaarheid, alsmede hun mogelijkheid tot constante belasting, uitermate geschikt voor ontwikkeling en beproeving en derhalve ook voor tuning van motoren. Extra belasting kan met wervelstroomremmen exact gereproduceerd worden, zodat het effect van motorische veranderingen goed nagegaan kan worden. De firma

Schenck levert wervelstroomremmen voor nominale vermogens van 70 tot 1200 kW en voor toerentallen tot 16.000 1/min.

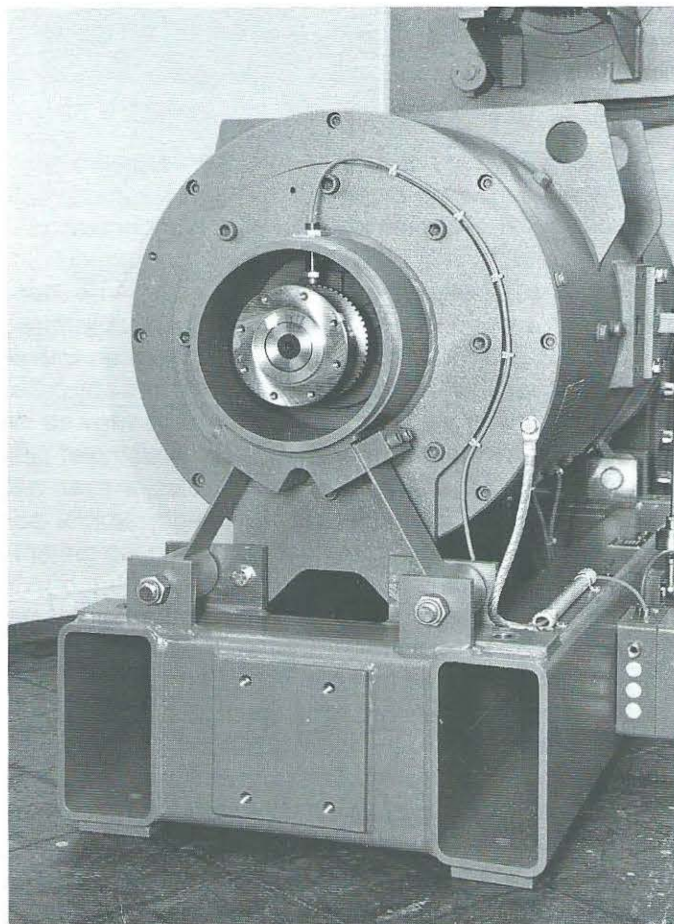


Afb. 2.7. Deze foto toont een bijzonder compacte waterrem van Schenck. De aan de behuizing aangegoten drager werkt op een drukmeetdoos (membraan), waarmee het koppel wordt bepaald. De toerentalgever is achter de flens te zien.

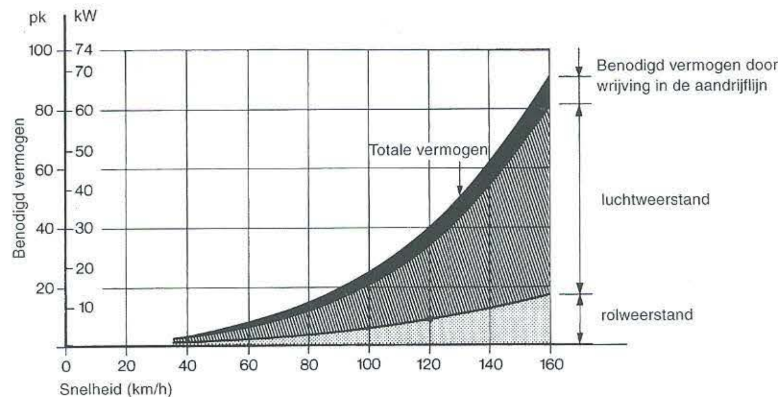


Afb. 2.8. Principiële constructie van een vermogenstestbank

Waterremmen zijn het minder dure alternatief voor wervelstroomremmen. Zij zijn niet zo eenvoudig regelbaar, maar zijn op grond van hun constructie geschikt voor sneldraaiende sport- en wedstrijdmotoren. De waterremmen met de handelsnaam Dynabar van de firma Schenck zijn eveneens voor een zeer groot vermogensbereik (230 tot 6300 kW) leverbaar.
Het nadeel van een vermogensmeting op de motortestbank is het toch nog omvangrijke karwei van het uitbouwen van de motor en de installatie ervan op de bank met alle daarbij behorende voertuigspecifieke onderdelen (bij voorbeeld het uitlaatsysteem). Deze inspanning kan men voorkomen door een meting op de rollenbank. Daarbij wordt het gehele voertuig met de aangedreven wielen op rollen geplaatst. Het remmoment van de rollen wordt, gelijk aan dat van de vermogenstestbank, elektrisch of hydraulisch opgewekt.



Afb. 2.9. De elastische ophanging van deze Schenck-wervelstroomrem is goed te herkennen. Achter de aansluitflens ziet u de toerentalgever; geheel rechts de krachtopnemer.



Afb. 2.10. Deze grafiek toont waaraan het aan de koppeling geleverde vermogen verbruikt wordt. Bij een hogere snelheid neemt het vermogen ten behoeve van het overwinnen van de luchtweerstand duidelijk toe. De rolweerstand en het verlies in de aandrijflijn stijgen in lichte mate.

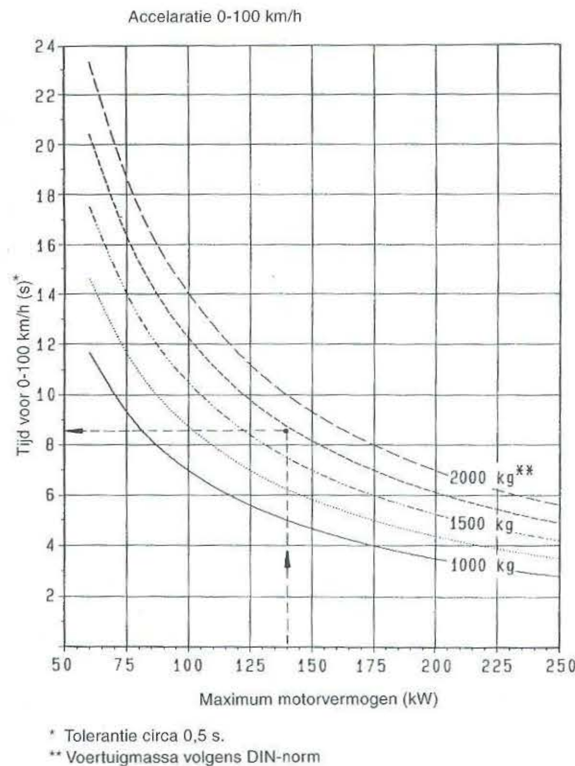
Het nadeel van deze methode is de onnauwkeurigheid, die bij een juiste meting toch nog in de buurt van vijf procent ligt. Uiteindelijk wordt namelijk het vermogen aan het wiel gemeten. Vermogensverliezen in de aandrijflijn kunnen ook worden gemeten, echter toch nog altijd met een zekere tolerantie. Door het toepassen van de wiel-/rollenmeting ontstaat bij hogere vermogens meer of minder slip, die zich als vermogensverlies kenbaar maakt. Tenslotte worden langdurige metingen met hogere vermogens door de extreem sterke verwarming van de motoromgeving en het uitlaatsysteem niet corrigeerbaar beïnvloed, omdat de te testen auto niet, zoals op de weg, door de op een orkaan gelijkende rijwind wordt gekoeld, maar door een in de regel voor een hoog vermogen ontoereikende ventilator welke vóór de rollenbank wordt opgesteld. Met rollenbankmetingen moet men voorzichtig omgaan en zij geven bij hogere vermogensniveaus beperkt bruikbare waarden, zonder de mogelijkheid van reproduceerbaarheid.

Als derde, goedkoopste en eenvoudigste methode voor prestatiemeting - het begrip vermogensmeting is hier niet op zijn plaats - dient de beproeving op de weg. Met de verkregen waarden kan men vaststellen of het gemeten voertuig binnen de vermogenswaarden van een serievoertuig ligt of dat het beter of slechter is. Daarbij is de bereikbare topsnelheid de maat voor het prestatieniveau van de motor bij het aangegeven toerental. De meting kan

door de auto foutief beïnvloed worden door *onjuiste overbrengingsverhoudingen*, aërodynamisch ongunstige carrosseriedelen of door te brede banden. Deze factoren beïvloeden de beoordeling. De maximale *acceleratie vanuit stilstand is eveneens een* maat voor het vermogen van de motor. De elasticiteit, dus het accelereren vanaf een bepaalde snelheid tot een gedefinieerde grenswaarde (bij voorbeeld van 80 tot 120 km) is een maat voor het koppel, dus de trekkracht van de motor.
Het vaststellen van de topsnelheid kan relatief eenvoudig geschieden op een daartoe geschikt wegvak met exacte kilometeraanduiding en een stopwatch. In de Benelux komt u dan wel in de niet-legale snelheden. De volgende formule is van toepassing voor de berekening van de snelheid bij een traject van één kilometer:

$$v = \frac{3600}{t} \text{ (in km/h)}$$

De gemeten tijd (t) is daarbij in seconden en delen daarvan in te voegen. Er dient op gelet te worden dat de vermogensbehoefte met de derde macht (en niet met een tweede zoals vaak wordt



Afb. 2.11. De acceleratietijd van 0 tot 100 km/h is een klassieke prestatie-indicatie. In deze grafiek zijn, gerelateerd aan de massa, curves ingetekend die het benodigde vermogen voor een bepaalde acceleratietijd aangeven. Het voorbeeld toont een benodigd vermogen van 140 kW (191 pk) om in 8,6 seconden van 0 tot 100 km/h te komen met een auto met een massa van 1750 kg (BMW 525i).



Afb. 2.12. Het bepalen van het vermogen op de rollenbank is een voordeliger en sneller alternatief voor de motorproefstand. De onnauwkeurigheid ligt bij plus/minus vijf procent.

verondersteld) van de snelheid toeneemt. Een BMW 316i heeft bij voorbeeld 74 kW (100 pk) nodig voor 191 km; een 325i met dezelfde carrosserie rijdt met 143 kW (192 pk) slechts 43 km sneller. Geconstateerd kan worden dat de maximale acceleratie zonder meetapparatuur alleen kan dienen voor de weergave van de afgelegde afstand in een bepaalde tijd: 0 tot 400 meter of 0 tot 1000 meter. Referentiewaarden zijn in goede autotijdschriften of het autojaarboek Autotest van Kluwer te vinden. Eenvoudiger is de meting van de elasticiteit - eveneens met een stopwatch -waarbij men er overigens eerst moet toe overgaan de snelheidsmeter te ijken, daar anders de meting geen waarde heeft.

2.4 Specifieke waarden

Voor de beoordeling van motoren en hun prestatieniveau zijn specifieke waarden, dus op de desbetreffende cilinderinhoud betrekking hebbende grootheden, onontbeerlijk. Als gangbare beoordelingsparameter wordt het zogenaamde specifiek vermogen gehanteerd. Dit is het op de cilinderinhoud betrekking hebbende vermogen, dat met kW/dm^3 of pk/liter wordt aangeduid. Zij kan eenvoudig worden berekend als men het opgegeven motor-

vermogen door de totale cilinderinhoud van de motor deelt (1000 cm^3 = 1 liter).
Het specifieke vermogen van seriemotoren heeft zich in de laatste jaren dank zij turbo- en meerkleppentechniek (drie, vier of vijf kleppen per cilinder), progressief ontwikkeld, waarbij in het bijzonder bij wedstrijdmotoren in de Formule I, door de combinatie van meerkleppentechniek en uitlaatgasturbo's, tot dan onvoorstelbaar gehouden vermogens zijn bereikt. Zo werd op het hoogtepunt van het turbo-tijdperk in de Formule I (1987/1988) tijdens trainingen minimaal 750 kW (1000 pk) uit 1,5 liter gehaald, hetgeen overeenkomt met een specifiek vermogen van ongeveer 500 kW/dm^3 (660 pk/liter). Daarmee vergeleken, is het specifiek vermogen van de Formule I-zuigermotoren met $175/dm^3$ (200 pk/liter) gering (circa 525 kW uit 3500 dm^3 cilinderinhoud), alhoewel deze waarde voor zuigermotoren, dus motoren die zonder hulp van drukvulling door middel van een turbocompressor lucht uit de atmosfeer aangevoerd krijgen, toch een absolute topwaarde vormt. Aan het andere einde van het rijtje specifieke vermogens staat de dieselmotor zonder turbocompressor met ongeveer 28 kW/dm^3 (35 pk/liter). Vergelijk deze met een ontwerp van voor de oorlog; de VW Kever: 21 kW/dm^3 (28 pk/liter). Een normale ottomotor ligt tegenwoordig zonder meer bij 38 kW/dm^3 (50 pk/liter); tweekleppenmotoren met brandstofinspuiting bereiken meer dan 45 kW/dm^3 (65 pk/liter). Bij vierkleppenmotoren ligt dat niveau nog ongeveer 20 procent hoger. Als hoogste waarden kunnen worden genoemd die van de zescilinder BMW M5 met 68 kW/dm^3 (90 pk/liter) of de viercilinder van de Honda CRX VTEC, die met variabele nokkenas-timing zonder katalysator bijna 75 kW/dm^3 (100 pk/liter) en met katalysator rond de 70 kW/dm^3 (93,8 pk/liter) ophoest.
In principe dient men onderscheid te maken tussen het specifiek vermogen van zuigermotoren en dat van motoren met drukvulling. Door de extra toevoer van gecomprimeerde lucht ligt het vermogen van laatstgenoemde bijna altijd hoger dan dat van de atmosferisch aanzuigende motor, zodat waarden van over 75 kW/dm^3 (100 pk/liter) voor straatgebruik niet echt regel zijn, maar bij tijd en wijle toch worden gehaald (bij voorbeeld de Porsche 959 met 118 kW/dm^3; 158 pk/liter).
Van meer belang dan het specifiek vermogen is een andere waarde, namelijk de eerdergenoemde gemiddelde druk. Deze is zonder meer de maatstaf voor het prestatieniveau van de motor, aan de hand waarvan men verschillende motorconstructies met elkaar kan vergelijken. Des te groter de druk is, des te efficiënter de motor werkt. Ter beoordeling, respectievelijk ter vergelijking van verkregen waarden is alleen de gemiddelde druk die zich ontwikkelt langs de vollastcurve (dus bij volledig geopende gas-

klep), van belang. Zijn de gegevens bekend met betrekking tot het vermogen en het koppel van de motor, dan kan men de gemiddelde druk (in bar) als volgt berekenen:

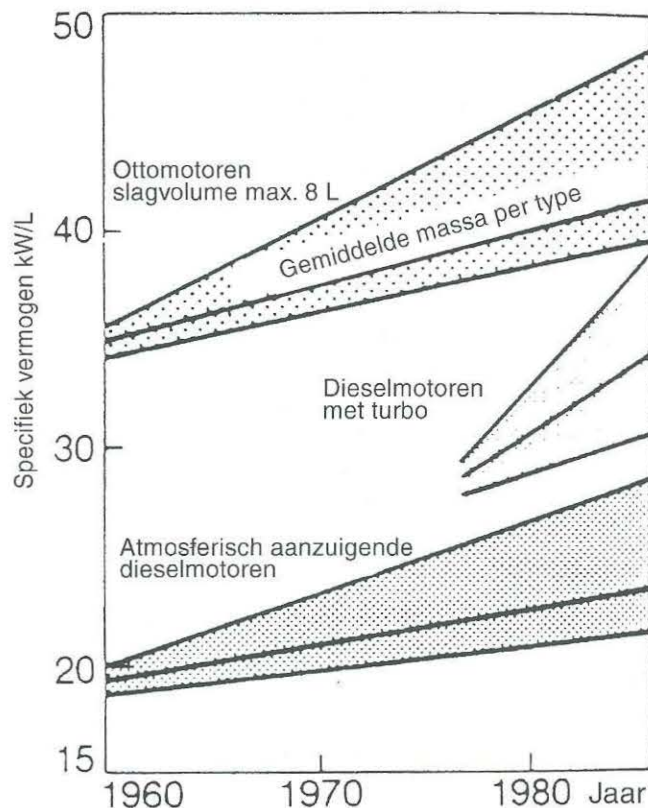
$$\text{druk} = 1200 \cdot \frac{\text{vermogen}}{\text{cilinderinhoud} \cdot \text{toerental}}$$

of

$$\text{druk} = 0{,}1257 \cdot \frac{\text{koppel}}{\text{cilinderinhoud}}$$

Hierbij worden de volgende grootheden toegepast:
druk in bar
vermogen in kW
koppel in Nm
toerental in 1/min
cilinderinhoud in dm^3

Deze formules gelden voor vierslagmotoren; bij tweeslagmotoren dient men de constante factoren te halveren.



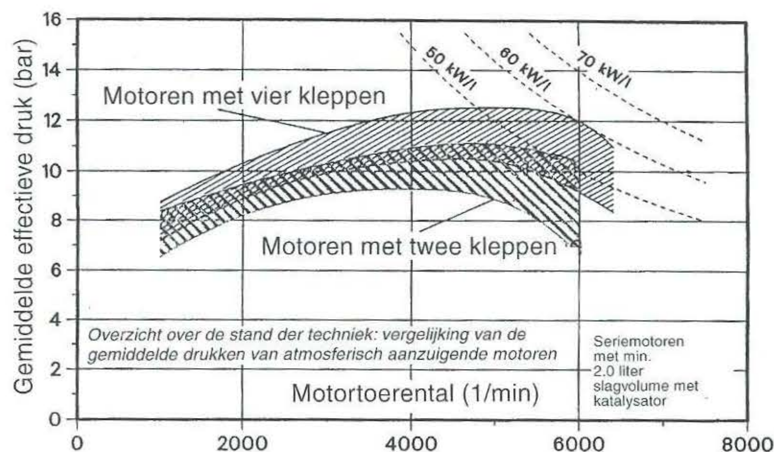
Afb. 2.13. De ontwikkeling van het specifiek vermogen is in de laatste jaren sterk gestegen. Bijzonder steil is het verloop bij de diesel met uitlaatgasturbocompressor.
Ontwikkeling van het specifiek vermogen van dieselen ottomotoren van personenauto's

Van de talrijke drukken langs de vollastcurve zijn die, welke bij twee toerentallen genoteerd kunnen worden, interessant. Dit is die, waarbij de druk en het koppel de maximumwaarde hebben bereikt en die, waarbij de motor het maximumvermogen levert. Omdat bij de berekening van de druk reeds rekening is gehouden met de cilinderinhoud, kunnen ook aan de hand van deze drukken motoren met verschillende slagvolumes vergeleken worden. Hieronder treft u een tabel aan met ervaringswaarden voor diverse verbrandingsmotoren:

		Druk in bar bij		
		max. koppel	max. vermogen	gemiddeld
personenwagen zuigermotor RON 95 met katalysator	2V	10,0-11,8	9,0-10,7	9,5-11,3
turbomotor	2V	12,8-15,5	11,0-13,0	11,9-14,3
personenwagen zuigermotor RON 95 met katalysator	4V	10,5-12,8	9,2-11,4	9,9-12,1
turbomotor	4V	13,5-17,0	12,0-14,5	12,8-16,7
personenwagen zuigermotor RON 98 zonder katalysator	4V	10,5-13,2	9,3-12,3	10,1-12,8
turbomotor	4V	14,0-20,3	12,0-18,9	13,3-19,8
Formule I zuigermotor RON 102 zonder katalysator		14,0-14,7	13,5-14,0	13,8-14,4
turbomotor		50,0-52,0	43,0-46,0	46,5-49,0
dieselmotor personenwagenzuigermotor		7,5-7,8	6,3-6,7	6,9-7,3
turbomotor		10,4-12,8	8,5-10,8	9,5-11,8

Berekent men uit de beide aangegeven drukken bij vermogen en koppel door optelling en daarna deling door twee een gemiddelde druk, dan verkrijgt men een zeer betrouwbare beoordelingsmaatstaf voor opgevoerde motoren.

In principe moet men ervan uitgaan, dat vierkleppenmotoren altijd een hogere gemiddelde druk leveren dan tweekleppenmotoren. De in de praktijk opgedane en in de tabel verwerkte waarden tonen echter aan, dat er ook tweekleppenmotoren zijn, die zowel bij het maximumkoppel als het maximumvermogen een hogere gemiddelde druk leveren dan een vierklepper. Hier speelt ook de filosofie van de verschillende autofabrikanten een grote rol. Vooral de Japanse producenten maken vaak gebruik van de meerkleppentechniek om hoge vermogens- en koppelwaarden te bereiken. Bovendien wordt aan soepel stationair draaien en een laag geluids-



Afb. 2.14. De gemiddelde druk is de beste specifieke waarde waarop men motoren kan beoordelen. In deze grafiek zijn gemiddelde drukken van motoren met atmosferische aanzuiging met twee en met vier kleppen per cilinder vergeleken. Een goede motor met twee kleppen per cilinder bereikt een maximumwaarde van ongeveer 11 bar; met vier kleppen tussen de 12 en 13 bar.

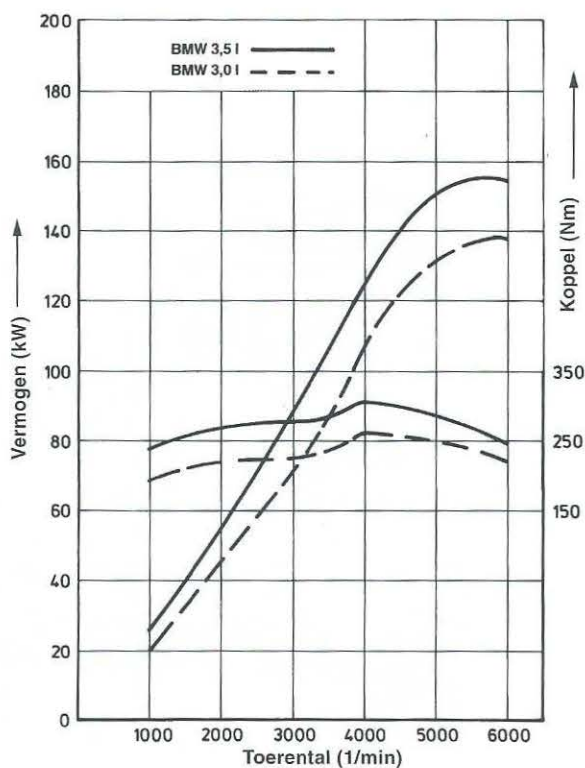
niveau veel waarde gehecht. Hierbij wordt op high-tech een beroep gedaan. De Europese fabrikanten daarentegen willen bewijzen, dat men met meerkleppentechniek de wezenlijke eigenschappen van verbrandingsmotoren zoals vermogen, koppel, brandstofverbruik en emissie in gunstige zin kan beïnvloeden. Wat de betere motoren betreft, zijn de gemiddelde drukken van Europese machines derhalve bijna altijd hoger dan die van hun concurrenten uit het Verre Oosten. De tabel geeft ook aan, dat de gemiddelde druk van die motoren die voor gelode brandstof met octaangetal RON 98 zijn ontworpen en daarom niet van een katalysator voorzien zijn, hoger is dan die van motoren voor ongelode benzine met octaangetal 95 èn katalysator. Dat geldt in het bijzonder voor motoren met drukvulling. Hierbij kan de hogere klopvastheid van de brandstof gepaard gaan met een hogere vuldruk en de ontbrekende katalysator maakt een uitlaatsysteem met bijzonder geringe tegendruk mogelijk. Beide te zamen hebben gemiddelde drukken ten gevolge, die beduidend hoger zijn dan die van wedstrijdmotoren zonder drukvulling. Dat de vermogens- en koppelwaarden van wedstrijdmotoren desalniettemin beduidend hoger zijn, komt door het veel hogere toerentalbereik. Des te hoger het toerental, gepaard gaande met een bepaalde gemiddelde druk, des te hoger het afgegeven vermogen.
De allerhoogste drukken worden geleverd door wedstrijdmotoren met vierkleppentechniek en drukvulling. Het optimum lag bij de 1,5

liter Formule I-motoren uit het turbo-tijdperk. Met behulp van geavanceerde techniek was het mogelijk drukken van meer dan 50 bar rond het niveau van het maximumkoppel te genereren en van circa 45 bar bij het maximumvermogen. De druk van een atmosferisch aanzuigende Formule I-motor ligt beduidend lager. De gemiddelde druk van seriemotoren is door de jaren heen ook gestegen en de meerkleppentechniek heeft daartoe een belangrijke bijdrage geleverd. Zo bereiken tegenwoordig seriemotoren met vierkleppentechniek een gemiddelde druk, die een aantal jaren terug nog aan wedstrijdmotoren met tweekleppentechniek was voorbehouden.

3 Vergroten van de cilinderinhoud

3.1 Inleiding

Zoals u hebt kunnen zien, speelt de cilinderinhoud voor het vermogen van de motor een belangrijke rol. Wij zullen hier de principiële mogelijkheden van een vergroting van de cilinderinhoud en de daarmee samenhangende factoren toelichten, alhoewel men een vergroting van de cilinderinhoud met als doel het verkrijgen van meer vermogen niet met de term 'tuning' in de ware zin van het woord kan aanduiden. Onder tunen verstaat men in de regel een vergroting van het vermogen bij een gegeven oorspronkelijke cilinderinhoud.



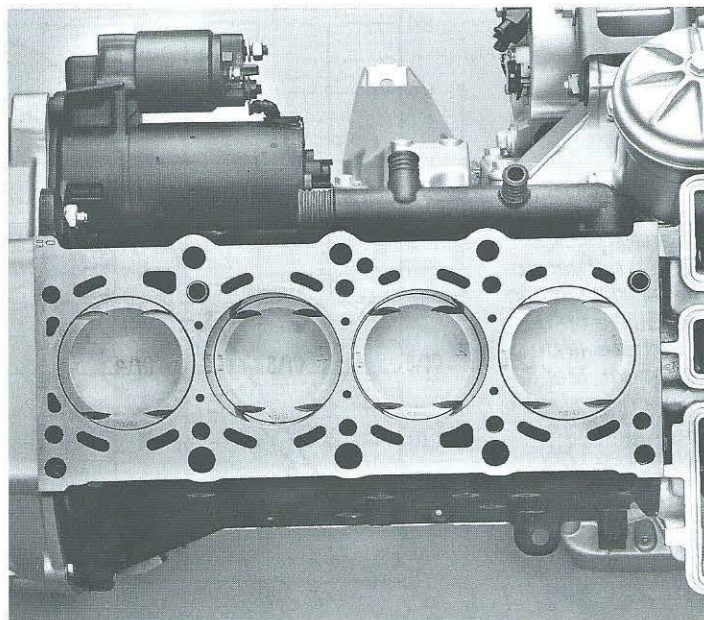
Afb. 3.1. Een klassiek voorbeeld van het vergroten van het slagvolume in de serieproduktie op dezelfde motorbasis is de BMW-zescilinder. Met 89 x 80 mm (boring x slag) bereikt deze 2996 cm^3-motor met een een boring x slag van 92 x 86 mm een slagvolume van 3430 cm^3. Het verschil in vermogen is 17 kW (23 pk), het koppel van de drieliter ligt 45 Nm hoger.

3.2 Meer slagvolume = meer vermogen

In de formule ter berekening van het vermogen is het slagvolume één van de drie vermogensbepalende factoren. Dit kan men ook zonder rekenwerk inzien, door eenvoudig te concluderen dat in een grote cilinder meer mengsel verbrand kan worden dan in een kleine. De doorstroming per tijdseenheid wordt groter en daardoor ook de omzetting in vermogen. 'There is no substitute for cubic inches' is de stelling op het angelsaksische deel van de aardbol, wat vrij vertaald kan worden door 'cilinderinhoud is door niets te vervangen'. Van oudsher rekent men een vergroting van de cilinderinhoud, zowel bij de fabrikage van seriemotoren als bij het op professionele wijze verhogen van het vermogen tot een van de aantrekkelijke methoden als het erom gaat meer uit een bestaande motor te halen.

De vergroting van de cilinderinhoud is tegelijkertijd een veilige methode, omdat deze maatregel altijd in het eindresultaat merkbaar is. Naast het vermogen, verhoogt men door vergroting van het slagvolume ook het koppel en wel over het hele toerenbereik! Een dergelijke toename van het koppel is voor het rijden nuttiger dan een paar kW extra vermogen bij hogere toerentallen. Bij beschouwing van de formule

$$P = p_e \cdot V_s \cdot n \cdot K$$

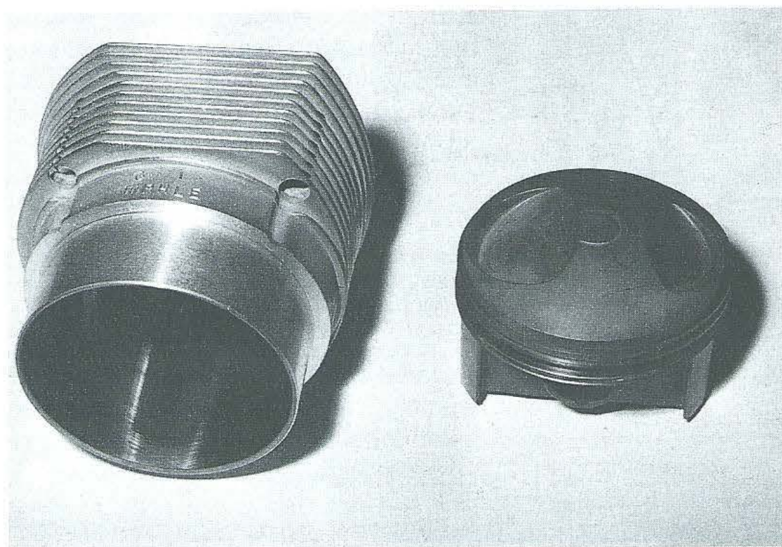


Afb. 3.2. De ruimte tussen de cilinders is maatgevend voor het opboren. In de serieproduktie zal men trachten 7 mm over te houden, de uiterste grens is 4,5 mm.

kan men tot de conclusie komen dat met het vergroten van de cilinderinhoud het vermogen en het koppel lineair stijgen, in die zin dat 20 procent meer slagvolume ook 20 procent meer vermogen levert. In de praktijk is dit echter meestal niet het geval. Weliswaar stijgen het koppel en daarmee het vermogen in de onderste toerentallen lineair; deze nemen echter weer af bij hogere toerentallen, veroorzaakt door pompverliezen of een hogere wrijving. Daarom is het belangrijk met het vergroten van de cilinderinhoud ook maatregelen te treffen ter verhoging van de vullingsgraad en het handhaven van het toerentalniveau. Een uitsluitend op een vergroting van het slagvolume te herleiden vermogenstoename kan men in het algemeen met de volgende vuistregel grof inschatten:
vermogenstoename = specifiek vermogen van de (bestaande) motor x extra cilinderinhoud x 0,8.
Hierbij is het specifiek vermogen aan te geven in kW/L en de extra cilinderinhoud in L (1000 cm^3 = 1 liter). De factor 0,8 kan enigszins variëren, al naar gelang het motortype; toepassing van de formule leidt tot bruikbare richtwaarden.

3.3 Opboren = groter slagvolume

Een vergroting van de cilinderinhoud kan men bij een bestaande motor het eenvoudigst bereiken door het vergroten van de cilinderboring, kortweg 'opboren' genoemd. Omdat door deze handeling de sterkte van de cilinderwand aanmerkelijk wordt gereduceerd, zijn de mogelijkheden per motortype zeer verschillend en



Afb. 3.3. Bij motoren met afzonderlijke cilinders is een vergroting van het slagvolume meestal mogelijk door het uitwisselen van zuigers en cilinders. De afbeelding toont Porsche-onderdelen om van 2,7 op 3,0 liter te komen.

vaak ook zeer beperkt. Meestal hebben echter moderne motoren, ook met het oog op een latere vergroting van de cilinderinhoud, vanaf fabriek genoeg materiaal ('vlees'), dus een overgedimensioneerde wandsterkte, zodat opboren met enige millimeters mogelijk is. Hoever men in specifieke gevallen kan gaan, is alleen door ervaring te beoordelen of door proeven met een onbruikbaar motorblok. Iets beter is men af met motoren met natte, verwisselbare cilinderbussen (bij voorbeeld Alfa Romeo) of afzonderlijke cilinders (luchtgekoelde Volkswagen), omdat het proberen niet zo duur zal uitvallen en een eventuele misstap niet een volledig geruïneerd motorblok oplevert.

De nieuwe, door opboren verkregen cilinderinhoud kan met de navolgende formule eenvoudig worden berekend:

$$V_s = z \cdot S \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

In de formule staat V_s voor het slagvolume in cm^3, z voor het aantal cilinders, S de zuigerslag (in cm in te vullen) en D voor de boring (ook met cm aan te geven). Voor viercilindermotoren kennen we een eenvoudiger formule:

$$V_s = S \cdot \pi \cdot D^2$$

(π is meestal met 3,14 aan te geven).
Bij voorbeeld aan de hand van de Mercedes 260E en 300E kan dit goed nagerekend worden. Beide motoren hebben een slag van 8,02 cm, de 2,6 liter-motor heeft een boring van 8,29 cm, hetgeen met toepassing van onze formule exact 2516 cm^3 oplevert. Met een 5,6 mm grotere cilinderboring, dus 8,85 cm^3, wordt uiteindelijk 2959 cm^3 bereikt. De vergroting van het slagvolume bedraagt dus 363 cm^3. De vergroting van het slagvolume in relatie tot de boring en de slag kan men zonder omweg over de totale cilinderinhoud berekenen. Hiervoor geldt de volgende formule:

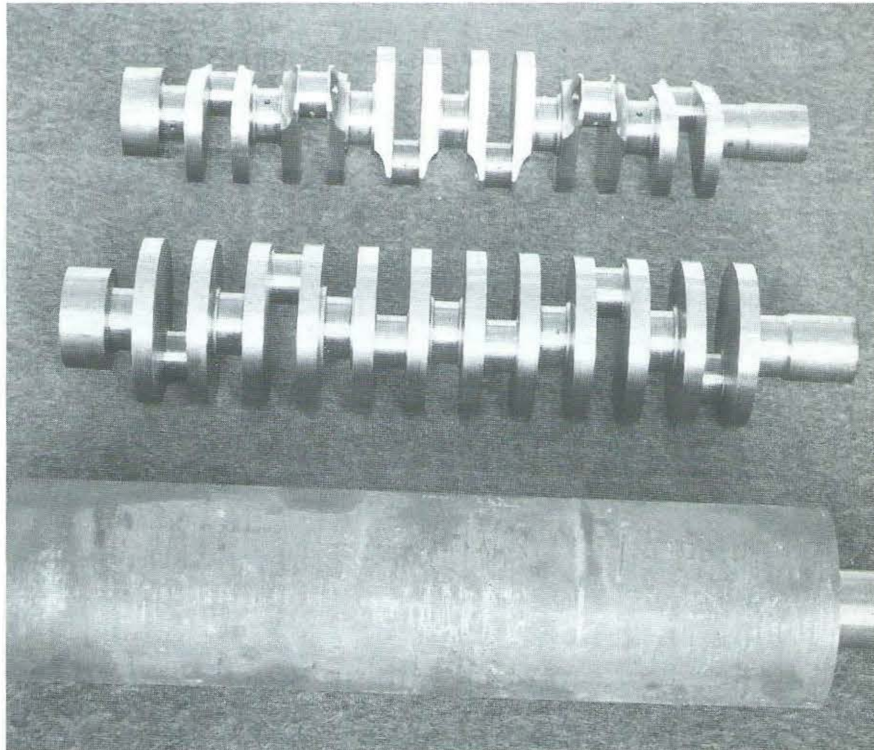
$$V_e = S \cdot \pi \cdot d(2D + d) \cdot \frac{z}{4}$$

V_e betekent hier het extra verkregen slagvolume (wat we willen weten); S de zuigerslag, D de boring van de motor in onveranderde staat, z het cilinderaantal en d is de waarde waarmee de boring vergroot werd. U dient erop te letten, dat de maten in cm ingevuld

moeten worden, zodat de slagvolumevermeerdering ook in cm^3 te voorschijn komt. Voor de Mercedes-motoren wordt dit dan

$$V_e = 8{,}02 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}56\,(2 \cdot 8{,}29 + 0{,}56) \cdot \frac{6}{4} = 363\ \text{cm}^3$$

Voorwaarde voor een effectieve vergroting van de cilinderinhoud door opboren is natuurlijk het beschikbaar zijn van grotere, met de boring overeenkomende zuigers. Deze zuigers kan men geheel naar wens door bepaalde zuigerfabrikanten (bij voorbeeld Mahle en Kolben-Schmidt) laten produceren. Zij kosten per stuk ongeveer tussen de 450 en 650 gulden, waarbij er naar boven uiteraard geen grenzen bestaan. Voor het geval dat men niet voelt voor een dergelijk speciaal produkt blijft nog altijd de mogelijkheid terug te vallen op de overmaten zoals die door de autoproducenten worden aangegeven. Deze liggen meestal 0,5 tot 1,5 mm boven de standaardmaat. De slagvolumevergroting is hiermee natuurlijk niet bijzonder groot en ligt derhalve bij voorbeeld voor een tweeliter-viercilindermotor met een 1 mm grotere boring bij



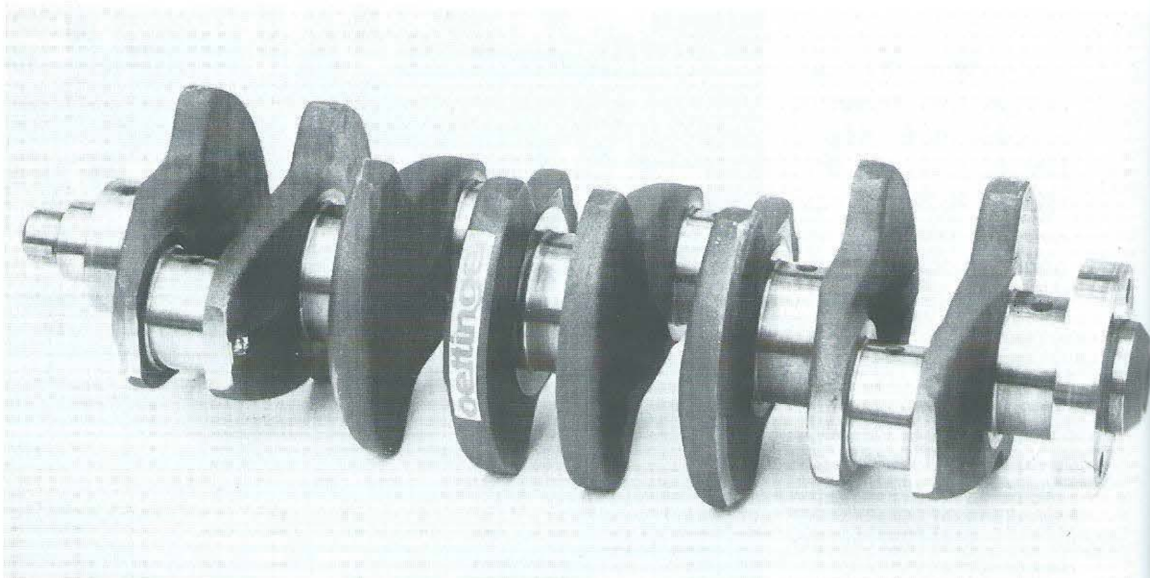
Afb. 3.4. Als er geen ruwe smeedstukken (billets) beschikbaar zijn of vanwege de kosten niet worden geproduceerd, zullen de krukassen uit het volle materiaal moeten worden gedraaid. De afbeelding toont de krukas met langere slag van Brabus voor de zescilinder-Mercedes.

ongeveer 45 cm^3. Dit weegt niet op tegen de moeite de zuigers van een gezonde motor te vervangen door exemplaren met een overmaat. In het geval van een revisie kan men echter montage van de grootst leverbare overmaatzuigers in overweging nemen. Men moet zich dan wel bedenken dat een revisie van het motorblok met standaardonderdelen daarna niet meer mogelijk is.

3.4 Meer slag

De tweede manier het slagvolume te vergroten, is het verlengen van de slag door het inbouwen van een andere of veranderde krukas. Overigens willen wij wel gelijk stellen dat deze methode niet zo eenvoudig kan worden toegepast en ook niet zo onproblematisch is als het vergroten van de boring. Van deze mogelijkheid maken echter niet alleen motor-tuners gebruik; ook de industrie varieert de cilinderinhoud, niet alleen door een gewijzigde boring, maar ook door een gewijzigde slag.

Als oud voorbeeld halen wij de Volkswagen 1200 aan, die met een 5 mm vergrote slag een 1,3 liter-motor kreeg. BMW heeft uit de oorspronkelijke 1500-motor met een 2 mm grotere boring (BMW 1500; boring x slag = 82 x 71) en een 9 mm langere slag de 1800-motor ontwikkeld (boring x slag = 84 x 80 mm), vervolgens



Afb. 3.5. Gesmede krukassen met een langere slag zijn een ingrijpende maar goede methode om het slagvolume van een seriemotor te vergroten (Oettinger-krukas voor de Golf)

bij gelijkblijvende boring en met gebruikmaking van de krukas van de 1500 de 1600 ontstond (boring x slag = 84 x 71). Ten slotte werd de 1,8 liter-motor, door een verdere vergroting van de boring met 5 mm, op 2000 cm^3 gebracht (boring x slag = 89 x 80 mm). Als modern voorbeeld noemen we hier de nieuwe BMW-viercilinder (M40), die uitsluitend door verandering van de slag, dus door het toepassen van een andere krukas, meeloopt in twee cilinderinhoudklassen. Met de nominale boring van 84 mm komt deze met 72 mm slag op 1596 cm^3 en met 81 mm slag, dus 9 mm meer, op 1796 cm^3.

De toegenomen cilinderinhoud door het toepassen van slagverlenging kan men met behulp van de volgende formule berekenen:

$$V_e = z \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot s$$

of voor viercilindermotoren:

$$V_e = \pi \cdot D^2 \cdot s$$

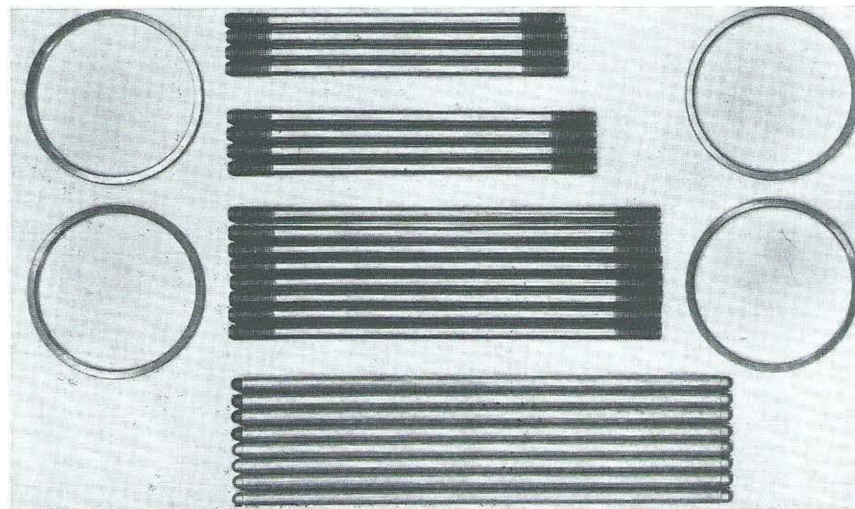
Hier staat V_e wederom voor de extra verkregen cilinderinhoud, D de bestaande boring en s de extra slag. Alle waarden moeten ook nu weer in cm worden ingevuld om een volume in cm^3 te kunnen berekenen.



Afb. 3.6. Langere drijfstangen in combinatie met kortere en lichtere zuigers compenseren de negatieve gevolgen van een verlenging van de slag

Alleen de vergroting van de zuigerslag brengt een aantal problemen met zich mee, zodat ook autoproducenten meestal liever de weg van het vergroten van de boring kiezen. Bij gelijkblijvend toerental neemt namelijk de gemiddelde zuigersnelheid toe, wat naast een grotere slijtage, ook grotere massa- en wrijvingskrachten veroorzaakt. Deze principiële nadelen zijn voor motor-tuning echter van secundaire betekenis, vooropgesteld dat de kritische zuigersnelheid niet wordt bereikt. Daarom staat deze handelwijze voor zover het een korteslag-motor betreft, vanuit deze redenering, niets in de weg.

De privé-sleutelaar heeft meestal met andere moeilijkheden te kampen. Voor het vergroten van de cilinderinhoud op deze wijze heeft men een andere of gewijzigde krukas nodig, waar men - een enkele uitzondering daargelaten - niet zomaar over kan beschikken. Bovendien zal bij een slagverlenging de zuiger in het bovenste dode punt boven het pasvlak van het motorblok uitsteken, hetgeen weer gecompenseerd moet worden met kortere drijfstangen (die met het oog op wrijvingsverliezen nadelig zijn) of met andere zuigers. Bij afzonderlijke cilinders (bij voorbeeld luchtgekoelde VW's) kunnen opvulringen gemonteerd worden. Voor het geval er voor een bepaald motortype geen speciale krukas leverbaar is, kan men door het excentrisch slijpen van een krukas iets meer slag verkrijgen. Hierbij kan men niet verder gaan dan ongeveer 1 à 2 mm, omdat men dan beneden de ondermaat van de kruktap komt, hetgeen problemen zal opleveren met de lagerpassing. Wel is het zo dat de extra slaglengte tweemaal zo groot zal zijn dan de maat waarop excentrisch geslepen wordt. Dit betekent



Afb. 3.7. Langere tapeinden, afstandsringen en langere stoterstangen zijn noodzakelijk voor een slagvolumevergroting bij luchtgekoelde VW-motoren

in de praktijk dat een 2 mm excentrisch geslepen lagertap altijd nog 4 mm extra slag oplevert. Bij het monteren van speciale krukassen met grotere slag moet men overigens ook nog controleren of de vergrote (draai-)radius niet tot gevolg heeft dat de kruktappen bij het draaien het blok raken. Met andere woorden: de krukas moet vrij rond kunnen draaien. In het uiterste geval kan het blok enigszins bijgewerkt worden.

Samenvattend kunnen we stellen dat het vergroten van de cilinderinhoud aan de hand van meer slag meer arbeidsintensief is en ook meer problemen met zich brengt dan het relatief eenvoudige opboren. Desalniettemin moet men een dergelijk idee niet zomaar laten varen, zeker niet als er relatief voordelige speciale krukassen leverbaar zijn. Problemen met het oog op een hogere zuigersnelheid zullen er niet snel ontstaan. Meer dan aan 10 procent van de oorspronkelijke slag moet men zich ook niet wagen, tenzij het gaat om een motor met een extreem korte slag of als er op dat punt al gunstige ervaringen zijn opgedaan.
Een grotere slag betekent echter niet alleen een hogere zuigersnelheid, maar ook een hogere laterale kracht - een verhoging van de zogenaamde leibaandruk - op de cilinderwand door het verder uitslaan van de drijfstang. Dit leidt eveneens tot grotere wrijvingsverliezen en - wat vooral voor seriemotoren van belang is - tot een rauwere en brommerige loop tengevolge van grotere massaverplaatsing. Een compensatie hiervoor wordt geboden door het monteren van langere drijfstangen voorzover dit mogelijk is. Zo had de viercilinder VW-motor (type 827) in 1,6 liter-uitvoering met 77,4 mm slag in eerste instantie een drijfstanglengte van 135 mm. Bij de ontwikkeling van de 1,8 liter-versie (86,4 mm slag) werd de drijfstang naar 144 mm verlengd en ten slotte werd bij de tweeliter-versie (92,8 mm slag) een drijfstang met een lengte van 159 mm toegepast.



4 De gemiddelde druk verhogen

4.1 Inleiding

Zoals we bij onze theoretische beschouwingen hebben gezien, is de gemiddelde effectieve arbeidsdruk (de gemiddelde druk) die bij de verbranding van het mengsel ontstaat, voor het vermogen van doorslaggevende betekenis. Niet alleen de absolute hoogte, dus de hoogst bereikbare waarde van de gemiddelde druk, is voor de grootte van het vermogen maatgevend, maar ook bij welk toerental deze waarde wordt bereikt. Als vuistregel geldt dat een bepaalde effectieve druk bij een hoog toerental meer vermogen geeft dan bij een laag toerental. Dit kan men opmaken uit de volgende formule:

$$P = p_e \cdot V_s \cdot n \cdot K$$

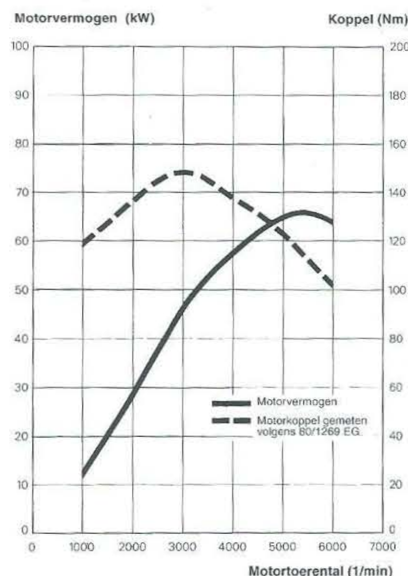
Zoals we al eerder hebben gezien, komt het drukverloop overeen met de draaimomentcurve (koppelverloop). Men kan dus stellen dat een bepaald motorkoppel bij een hoog toerental meer vermogen met zich brengt dan bij een laag toerental.

Het streven van de motor-tuner zal er in eerste instantie op gericht zijn de gemiddelde druk en daarmee het koppel op een hoger niveau te brengen en gelijktijdig zal hij naar mogelijkheden zoeken de maximumwaarde bij een hoger toerental te laten ontstaan. Welke basisprincipes hieraan ten grondslag liggen, zal nu worden toegelicht. Tegelijk wijzen wij u erop dat hier de meeste kans op het verhogen van het vermogen ligt en dat het van de inzet van de tuner en de kwaliteit van de verrichte werkzaamheden afhangt of een motor goed loopt of niet.

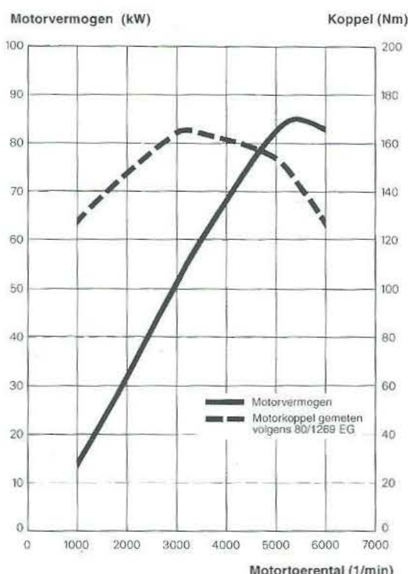
In de regel leiden maatregelen ter verhoging van de gemiddelde druk, dus van het koppel, ook tot een stijging van het nominale toerental, hetgeen ook bijdraagt aan een verhoging van het vermogen (zie ook het volgende hoofdstuk). Maar zelden laten zich deze beide belangrijke factoren, zijnde gemiddelde druk en toe-



Audi 80
2-liter viercilinder
monopoint-inspuiting
66 kW bij 5400 1/min
148 Nm bij 3000 1/min



Audi 80
2-liter viercilinder
multipoint-inspuiting
85 kW bij 5400 1/min
165 Nm bij 3200 1/min



Afb. 4.1. Beide grafieken tonen de invloed van een vernauwing in het inlaatgedeelte. Met monopoint-inspuiting en een smalle inlaatbuis levert de Audi-tweeliter 66 kW (90 pk) bij 5400 1/min. Het koppel van dezelfde motor maar dan met multipoint-inspuiting en afzonderlijke inlaatbuizen is over het totale bereik hoger (hogere gemiddelde druk). Het vermogen bedraagt 85 kW (115 pk) bij hetzelfde nominale toerental.

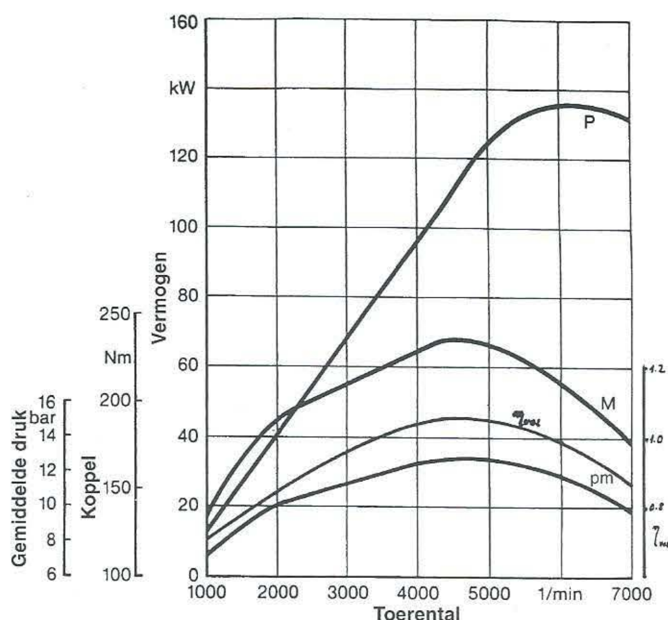
rental, van elkaar scheiden, hetgeen mede gelet op de benodigde werkzaamheden weinig zin heeft.

4.2 De vulling verbeteren

Voor de grootte en het verloop van de gemiddelde verbrandingsdruk (en dus ook het koppel) zijn in hoofdzaak de cilindervulling en - in mindere mate - de compressieverhouding maatgevend. Tegelijk wijzen wij erop dat het mechanisch rendement van een machine door verhoging van de verbrandingsdruk beter wordt, omdat het aandeel van de wrijving (wrijvingsverliezen in de motor) praktisch gelijk blijft. Iets anders wordt deze relatie bij een verhoging van het toerental, zoals we in het volgende hoofdstuk zullen zien.

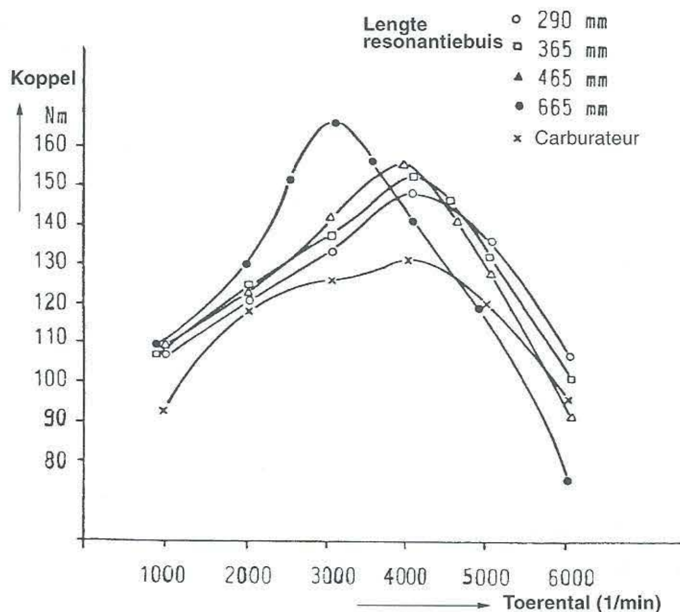
De belangrijkste taak van de tuner zal dus moeten zijn het verbeteren van de cilindervulling, omdat zich hier, zo te zeggen, de bron

Afb. 4.2. In dit diagram van een Mercedes 2.3E-16-motor zijn, behalve het vermogen en het koppel, ook de gemiddelde druk en het rendement weergegeven. Men ziet dat het rendement tussen 3500 en 6000 1/min boven de 1,0 ligt.



van het vermogen ligt. De cilindervulling wordt echter door een aantal factoren bepaald.

Onder cilindervulling wordt verstaan de per arbeidseenheid aangezogen hoeveelheid gasmengsel. De verhouding aangezogen gasmengsel tot de werkelijke inhoud van de cilinder noemt men



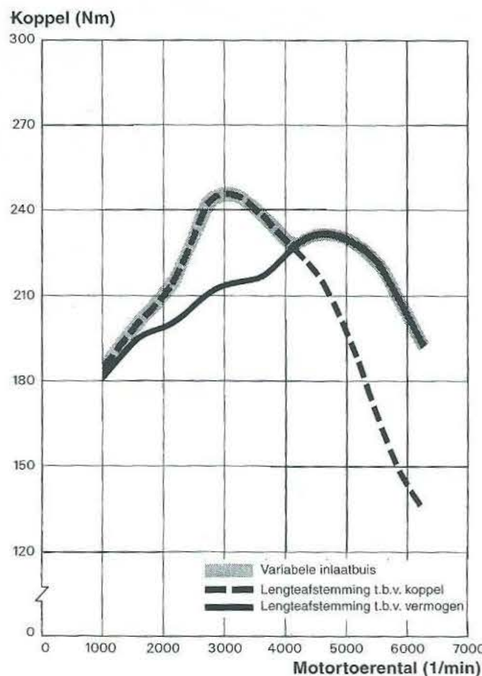
Afb. 4.3. De vrije lengte van de resonantiebuizen bepalen hoogte en verloop van het koppel en daarmee ook het vermogen. Onder het teken voor carburateur wordt de negatieve invloed van samengevoegde inlaatbuizen weergegeven. Dit geldt overigens ook voor monopoint-inspuiting.

Afb. 4.4. De varial laatbuis van de 2, Audi-zescilinder h toerentallen onder een lengte van 78 doorsnedeoppervl 800 mm². Boven 1/min wordt overg keld op een korte (380 mm) en een doorsnede (1200 De vullingsgraad hele toerenbereik hierdoor verbeterd

de vullingsgraad (of ook wel volumetrisch rendement). Hoe beter de vulling en daarmee de vullingsgraad van een cilinder is, des te groter is de hoeveelheid aangezogen gasmengsel die door verbranding in vermogen kan worden omgezet.

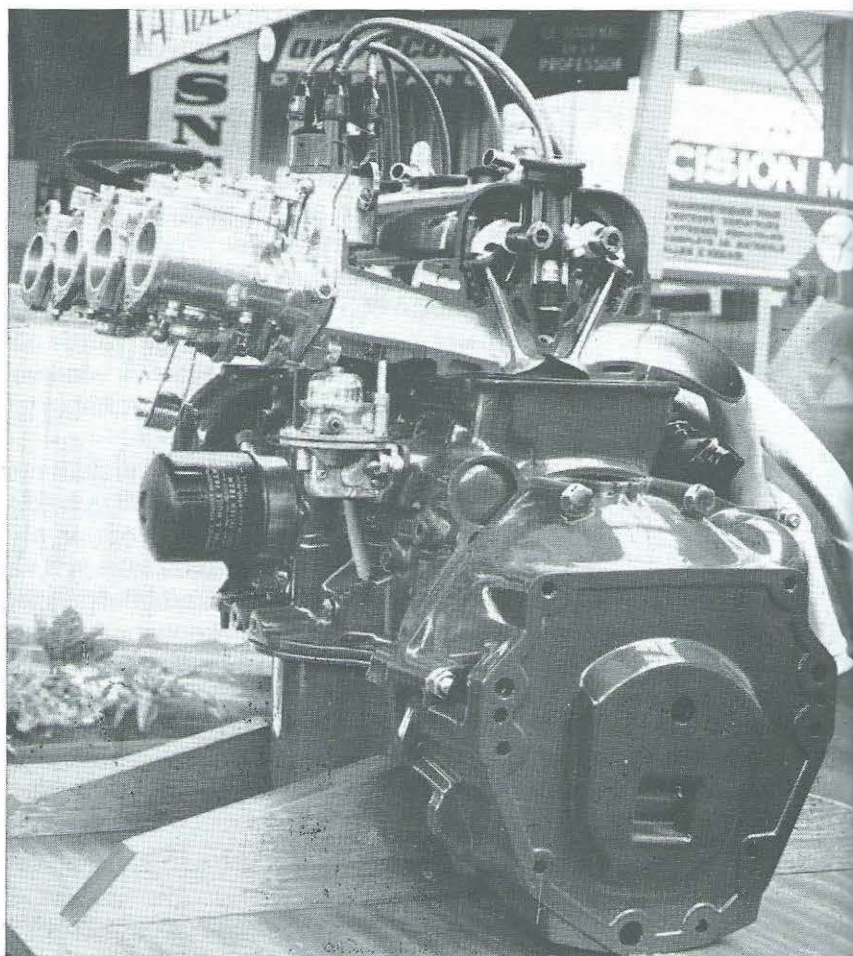
Goed ontworpen motoren kunnen een vullingsgraad van 0,9 bereiken, dat wil zeggen dat zij in staat zijn tot 90 procent van het slagvolume aan te zuigen. Er zijn echter ook motoren, die door het benutten van een drukvullingseffect in het inlaatgedeelte een vullingsgraad van meer dan 100 procent hebben, zij het weliswaar binnen een relatief beperkt toerenbereik. In dit verband wijzen wij u op de invloed van de lengte van de aanzuigbuizen, die veel meer dan andere factoren, zoals bij voorbeeld het uitlaatsysteem of de compressieverhouding, het vullingsproces en daarmee het motorkoppel beïnvloeden.

Onder de spruitstuklengte verstaat men de totale lengte van het aanzuigtraject zoals, normaal gesproken, van de uitgang van de airbox/luchtfilter tot de klepkop van de inlaatklep. Het ontwerp en de optimalisering van deze buizen is van wezenlijk belang voor de motorkarakteristiek, waarbij het principe geldt dat kortere aanzuigbuizen het maximumkoppel naar een hoger toerental doen verplaatsen en iets meer topvermogen oplevert en dat lange aanzuigbuizen een goed koppel bij een relatief laag toerental genereren



Afb. 4.4. De variabele inlaatbuis van de 2,8 liter Audi-zescilinder heeft bij toerentallen onder de 4000 een lengte van 780 mm en doorsnedeoppervlakte van 800 mm². Boven de 4000 1/min wordt overgeschakeld op een korte buis (380 mm) en een grotere doorsnede (1200 mm²). De vullingsgraad over het hele toerenbereik wordt hierdoor verbeterd.

Afb. 4.5. Dit inmiddels klassieke plaatje laat zien hoe de Renault R8 Gordini-motor aan het hogere vermogen kwam: dubbele carburateurs, grote inlaatkanalen en kleppen, optimaal uitlaatspruitstuk.

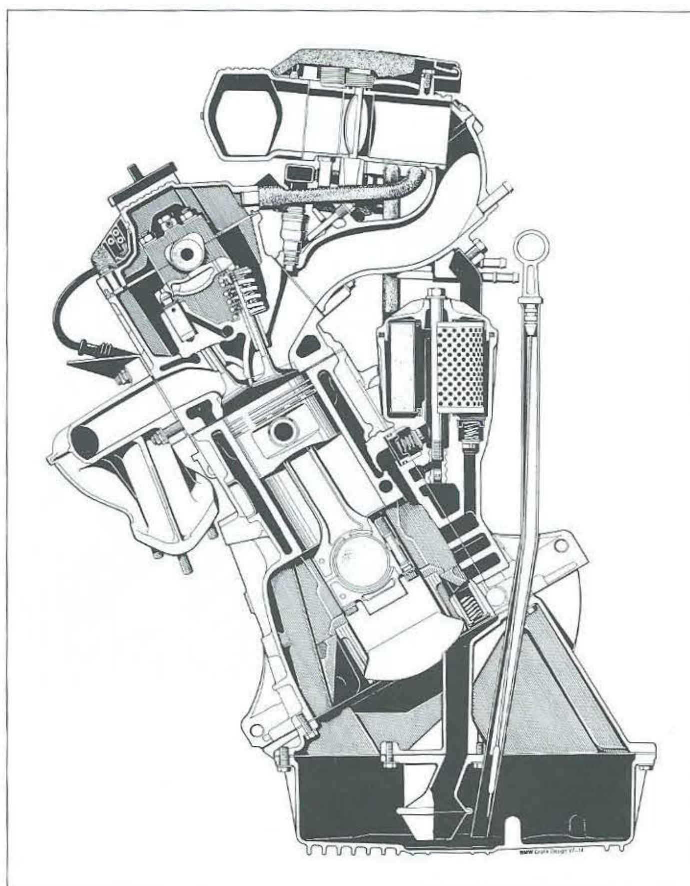


en bij hogere toerentallen het vermogen iets inperken. Omdat de inlaatbuizen zich in principe voor één toerengebied optimaal laten ontwerpen, hebben moderne motoren vaak zogenaamde variabele inlaatbuizen, waarbij afhankelijk van het toerental de lengte en ook in sommige gevallen de diameter/totale doorlaat wordt aangepast.

4.3 Luchtwegen verruimen

Omdat het er nu eenmaal op aan komt voldoende gasmengsel in de cilinder te krijgen, dient men de nodige aandacht te besteden aan het inlaatgedeelte. Over de kwaliteit van de vullingsgraad beslist in eerste instantie het aanzuiggedeelte met betrekking tot lengte, dimensionering en constructie. Belangrijk is het om het

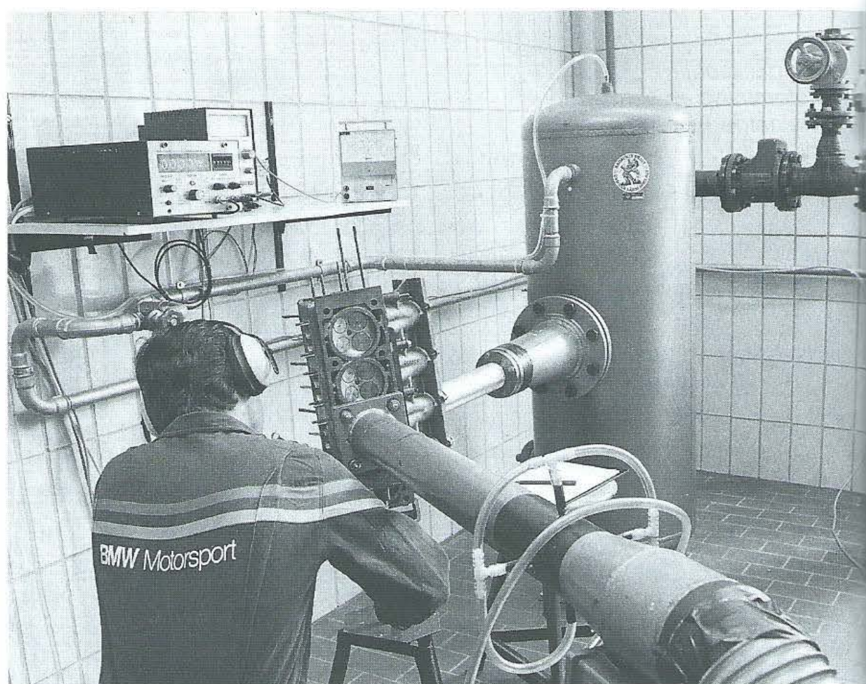
Afb. 4.6. Deze doorsnede van een kleine BMW-viercilinder toont de goede afstemming en vorm van het inlaatgedeelte



instromen van het gasmengsel zo soepel mogelijk te laten verlopen. De obstakels die het instromen van het gasmengsel ondervindt, zijn de gaskleppen, spruitstukflenzen, carburateur en de inlaatklep.

Vanzelfsprekend bieden ook ellenlange aanzuigbuizen en bochtige inlaatkanalen in de cilinderkop de nodige weerstand. En ten slotte treden ook vullingsverliezen op door te sterke verarming van het mengsel in de cilinderkopkanalen en bij de inlaatklep. Ook treden tegenwoordig vullingsverliezen op door omvangrijke luchtfilters die zijn ontworpen met het oog op goede filtrering en geluiddemping. Voldoende doorlaat is in het belang van een goede vulling onontbeerlijk. Hier is echter ook een bovengrens. Een te grote doorlaat reduceert de stromingssnelheid van het mengsel en verhindert de opbouw van een resonerende gaskolom, hetgeen wederom het vullingseffect ter discussie stelt. Gedeelde aanzuigwegen (voor iedere cilinder) zijn eveneens een voorwaarde voor een optimale vulling. De zogenaamde siamese

Afb. 4.7. Een BMW-racekop op de flow-bank. Uit de drukketel stroomt lucht door de inlaat van de cilinderkop. Hoe geringer de stromingsweerstand, hoe hoger het uiteindelijke vermogen.



inlaten, waarbij twee cilinders door één in de cilinderkop gevorkt kanaal worden gevoed, behoren tot de historie. Ook de ligging van de kanalen is voor de vulling van belang. Tegenover elkaar geplaatste in- en uitlaatkanalen (cross-flow configuratie) bieden meer plaats voor volume en vorm en worden minder warm. Ook belangrijk is een afzonderlijke geleiding van de aanzuigbuis tot de airbox ten behoeve van een goede resonantievulling. Gecombineerde aanzuiging die uitmondt in de centrale inspuitunit van een monopoint-inspuitsysteem of een carburateur is een nadeel voor een hoog vermogen. Zo betekent het vervangen van een enkele carburateur door een dubbele of meerdere carburateurs een doeltreffende verbetering van de vulling. In het bijzonder bij hogere toerentallen zijn de weerstandsverliezen geringer, daarmede het koppel hoger en ook het vermogen neemt aanmerkelijk toe. Hetzelfde is van toepassing - weliswaar niet in gelijke mate - bij het vervangen van monopoint-inspuiting door een multipoint-inspuitsysteem. Onafhankelijk hiervan dienen de inlaatkanalen en het inlaatspruitstuk zo mogelijk direct en zonder knikken naar de verbrandingsruimten te lopen. Voor het geval dit niet mogelijk is, dient men bochten met een grote radius te kiezen, dat wil zeggen dat hoeken en knikken bewerkt en afgerond moeten worden. Om de vulling van een bestaande motor te verbeteren, kunnen aan-

4.4 Nokkenas-



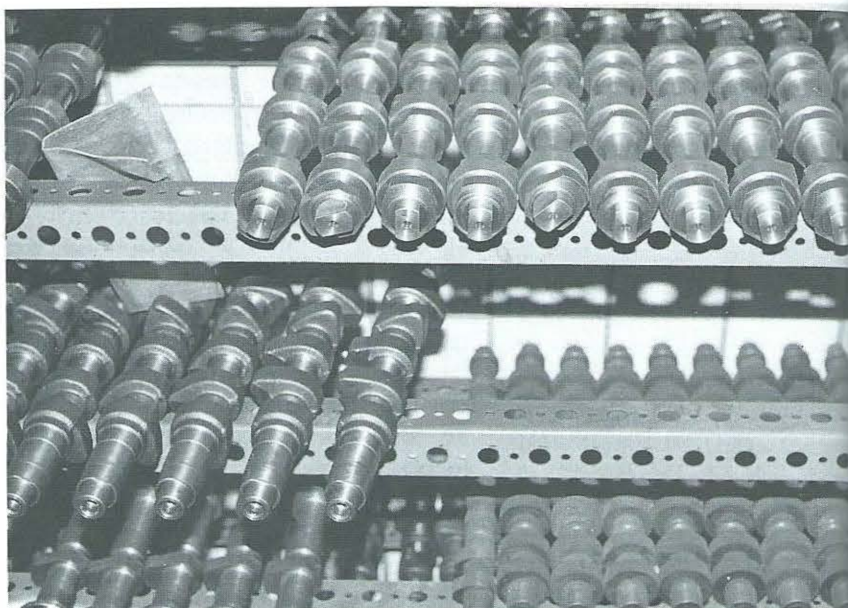
zuigbuizen en inlaatkanalen naderhand vergroot en gepolijst worden.
De inlaatklep, de tweede grote hindernis in het aanzuigtraject, wordt met het oog op een vergroting van de doorlaat bewerkt. Nog beter is het een grotere klep te monteren. Overigens kan men te doen krijgen met ruimteproblemen. Vullingsverliezen door te sterke verwarming van het gasmengsel in het inlaatkanaal en bij de inlaatklep kan men achteraf vaak moeilijk verminderen; hiermee heeft de producent bij het ontwerp al rekening moeten houden. Toch mag ook de aangezogen lucht niet uit het warme motorcompartiment afkomstig zijn. Een aanvoer van 'koude' lucht, zoals die bij formule-motoren met behulp van een airbox geschiedt, brengt ook bij normale auto's een vermogenswinst. Ten slotte dient er bij de montage van afzonderlijke onderdelen, zoals carburateur, luchtfilter, inlaatspruitstuk en cilinderkop, op gelet te worden dat de flensverbindingen geen storende hoeken vertonen en overhangen.
Ook eventueel bestaande pakkingen moeten op hun juiste montagepositie worden gecontroleerd, omdat het resultaat van een perfect bewerkte cilinderkop nihil is als de pakking 15 procent van de doorlaat afdekt.

4.4 Nokkenas-timing en lichthoogte

Een zeer belangrijke invloed op de vullingsgraad van de motor heeft de nokkenas-timing. Deze regelt het openen en sluiten van de inlaat- en uitlaatklep en daarmee de gasstroming in de motor. Echter niet alleen aan het begin en het einde van de klepbeweging is deze van belang, maar ook de wijze waarop. Dit omdat een klep die snel en ver opent (steile nokvorm, grote kleplift) meer gas kan doorlaten dan een langzaam bewegende klep die minder ver opengaat.

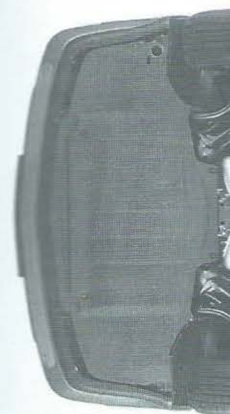
Om een goed koppelverloop bij lagere toerentallen te bereiken, hebben normale gebruiksmotoren meestal een relatief tamme nokkenastiming en een kleplift die in het bovenste toerenbereik nauwelijks voldoet. Ook hier spelen levensduur en geluidsontwikkeling een rol. Ten koste van de elasticiteit van de motor in de lagere toeren, is het meestal mogelijk, door gerichte wijziging van deze factoren, een aanzienlijk verbeterde vulling in de hogere toerentallen te bereiken.
Een uitweg uit dit dilemma biedt de zogenaamde variabele nokkenas-timing. Daarvan zijn in de afgelopen jaren verschillende constructies in produktie genomen, die door verdraaiing van de

Afb. 4.8. Nokkenassen-specialisten, zoals Dr. Schrick, Schleicher, Piper en Kent hebben voor bijna alle motoren sportnokkenassen in het leveringsaanbod



inlaatnokkenas (Alfa Romeo Twin Spark) of door het inschakelen van een andere nok (Honda VTEC) de kleptiming beïnvloeden. Zonder deze voorzieningen zijn echter wezenlijke veranderingen van de klep-timing en de lichthoogte van de kleppen alleen mogelijk door het toepassen van een gewijzigde of een andere nokkenas. Voor veel motoren worden zogenaamde sportnokkenassen aangeboden, waarvan echter niet altijd gezegd kan worden dat deze resultaat opleveren. Dit omdat het wijzigen van nokkenassen, respectievelijk het produceren van sportnokkenassen een aanzienlijke ervaring en vaardigheid op dit gebied vereisen. Zonder enige twijfel heeft wijziging van het kleppendiagram de grootste invloed op de motorkarakteristiek. Overigens is niemand gediend met een motor voor straatgebruik die stationair 2000 toeren moet draaien en pas vanaf 5000 toeren gaat presteren.
Ook mag men uiteindelijk niet vergeten dat hogere klepsnelheden het totale kleppenmechanisme sterker belasten en dit daardoor ook sneller zal slijten. Om deze reden kan men het beste een keuze maken uit de produkten van ervaren en bekende nokkenasfabrikanten (bij voorbeeld Albert, Schleicher, Schrick, Kent Cams) en eigen experimenten zoveel mogelijk vermijden. Ook de basisafstelling van carburateur of inspuitsysteem zal meestal veranderd moeten worden. Daarvoor is ook de nodige ervaring vereist. Het zelf slijpen van de nokkenas valt af te raden. Minder problemen heeft men en minder omslachtig is het wijzigen van de klep-timing -overigens in geringe mate - door het bewerken van de kleptuimelaars. Hoe dit gebeurt, zullen wij nog beschrijven.

4.5 Uitlaat - b



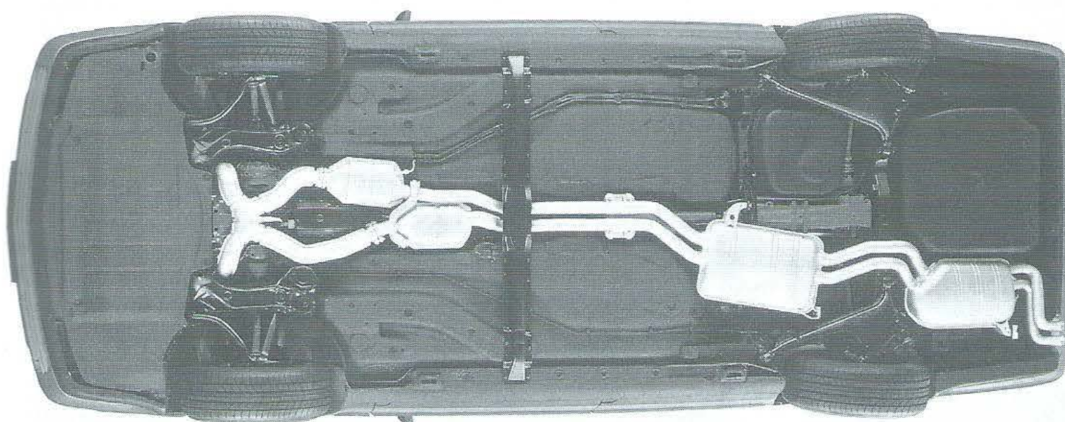
Afb. 4.9. Uitlaatsy ten worden ingep

4.5 Uitlaat - beperkt door het geluid

Ook de uitlaatzijde kan de vulling over het hele toerenbereik beïnvloeden. Een effectieve vermogenstoename is echter beperkt tot een aantal wedstrijdmotoren, waar men gezien het geluid meer vrijheid heeft. Bij auto's die aan het openbare verkeer deelnemen, zal de nodige zorg aan geluiddemping besteed moeten worden, hetgeen een optimale werking van het uitlaatsysteem in de weg staat. Dit wil overigens niet zeggen dat men het uitlaatgedeelte moet vergeten. Ook hier zijn door doeltreffende wijzigingen nog enige kW's te halen, alhoewel wij daarvoor geen standaardrecept kunnen bieden. Moderne automotoren met sportief karakter (zoals die van Mercedes-Benz en BMW) hebben meestal van huis uit al uitlaatsystemen die voor een gunstige vermogenskarakteristiek ontwikkeld zijn.

Als er nog geen uitlaatspruitstuk met afzonderlijke buizen is toegepast, is er nog wel extra vermogen te halen door het monteren van een 'op maat' gemaakt uitlaatsysteem. Wel zal dit een compleet dempersysteem moeten zijn, want dubbele sierpijpen op een standaardsysteem helpen echt niet!

Concluderend kunnen we stellen dat grote verbeteringen van de vulling door bewerkingen aan de uitlaatzijde in de meeste gevallen alleen door toepassing van competitie- of sportuitlaatsystemen mogelijk zijn, zodat voor een normale tuning het inlaatgedeelte van meer belang is. Overigens kan men voor het testen van uitlaatsystemen het beste gebruik maken van een vermogenstestbank.



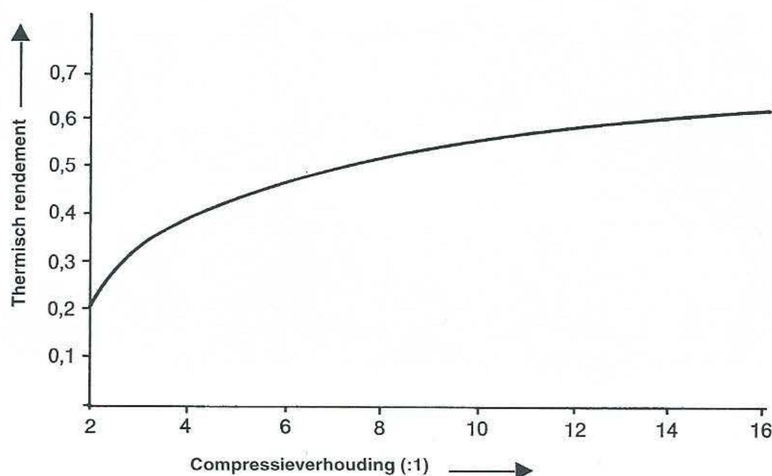
Afb. 4.9. Uitlaatsystemen zijn tegenwoordig omvangrijke objecten die in de voertuigbodem moeten worden ingepast. De afbeelding toont het tweepijpssysteem van de Audi V8.

4.6 De compressieverhouding

Zoals reeds eerder werd benadrukt, heeft ook de compressieverhouding van de motor een niet onaanzienlijke invloed op het verhogen van de gemiddelde druk. Om de onderlinge samenhang hier iets duidelijker te maken, is het niet te vermijden dat wij enige basisprincipes nader toelichten.

Zoals bekend verondersteld, behoort tot de vier arbeidsslagen van een vierslagmotor de compressieslag, waarbij de zuiger van het onderste dode punt (ODP) naar het bovenste dode punt (BDP) wordt gestuurd. Bij dit proces wordt de totale inhoud van de cilinder en dat van de cilinderkop, welke we met *V* aanduiden, met het eigenlijke slagvolume van de cilinder (V_S) verminderd. Het gas dat zich daarin bevindt, wordt dus in een aanzienlijk kleine ruimte samengeperst. Het deel van de ruimte, dat overblijft als de zuiger in het bovenste dode punt staat, wordt de verbrandings- of compressieruimte genoemd en aangeduid met V_C. De verbrandingsruimte kan overigens ook in de zuiger zijn aangebracht (kom of uitsparing), hetgeen bij dieselmotoren vaak het geval is en ook soms bij ottomotoren wordt toegepast. De compressieverhouding is nu niets anders als de verhouding van de totale cilinderruimte (slagvolume plus verbrandingsruimte) tot de verbrandingsruimte. In een eenvoudige formule samengevat, waarbij ε de compressieverhouding aangeeft, ziet het geheel er als volgt uit:

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$



Afb. 4.10. Het thermisch rendement stijgt bij lagere compressieverhoudingen sterker dan bij hogere

Afb. 4.11. Behalv lume van de verb dingsruimte in de kop speelt ook de van de zuigerboc belangrijke rol vo compressieverhc Hier ziet u twee v lende zuigers voo BMW-viercilinder voor een compre houding van 9,5: andere voor 10:1

Hieruit kan men afleiden, dat de verhouding groter is, naarmate de verbrandingsruimte kleiner wordt of wanneer het slagvolume groter wordt of wanneer van beide sprake is. Als resultaat van het thermodynamisch kringproces, komt het erop neer, dat bij een hogere compressieverhouding ook de gemiddelde druk toeneemt, waardoor bij gelijkblijvende vullingsgraad een hoger koppel wordt geleverd. Hierbij moet men er rekening mee houden dat bij deze verhoging van de gemiddelde druk de hoogste druk tijdens de verbranding zeer hoog kan oplopen, hetgeen ongewenst is. Aan het verhogen van de compressieverhouding zijn dus grenzen gesteld; ook vanwege andere factoren. Hier komen wij nog op terug.

Naast het verhogen van de gemiddelde druk en daarmee het koppel, levert een hoge compressie ook een goed thermisch rendement (zie het diagram).
Met andere woorden: hoe hoger de compressieverhouding van een motor is, des te beter kan de in de brandstof opgesloten warmte-energie in effectieve arbeid worden omgezet. Op grond van dit feit stijgt niet alleen het vermogen, ook het specifiek brandstofverbruik wordt gunstiger.
Ook hier dient er weer rekening mee gehouden te worden dat de verbetering van het thermisch rendement niet steeds maar toeneemt, maar bij hoge compressieverhoudingen weer geleidelijk afneemt. Zoals we uit het diagram kunnen aflezen, is een verhoging van de compressie van 8:1 naar 10:1 meer effectief dan van 10:1 naar 12:1. Daarboven heeft het verhogen van de compressieverhouding helemaal geen zin meer. De compressieverhou-



Afb. 4.11. Behalve het volume van de verbrandingsruimte in de cilinderkop speelt ook de vorm van de zuigerbodem een belangrijke rol voor de compressieverhouding. Hier ziet u twee verschillende zuigers voor een BMW-viercilinder; één voor een compressieverhouding van 9,5:1 en de andere voor 10:1.

ding van de seriemotor is maatgevend voor de overweging of een dergelijke maatregel lonend is. Motoren met lage waarden, die gewoonlijk op benzine met een laag octaangetal lopen, zijn in deze dankbare objecten.

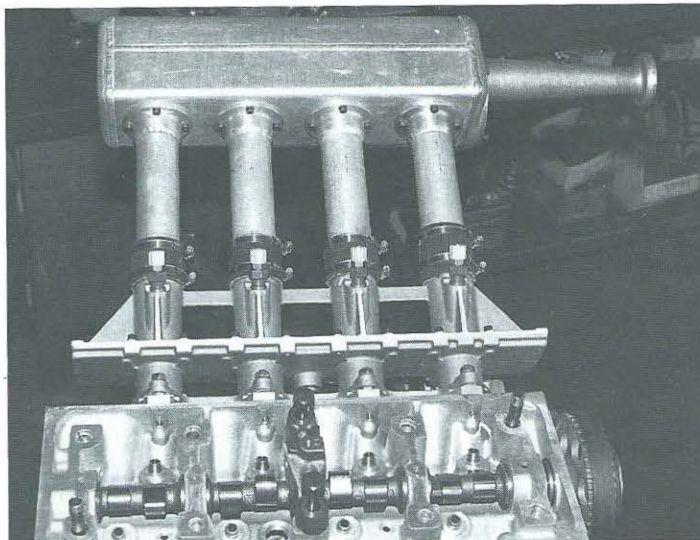
4.7 Niet te ver gaan met het verhogen van de compressieverhouding

Moderne seriemotoren hebben meestal al een hoge compressieverhouding. Waarden van meer dan 10:1 zijn geen zeldzaamheid, zodat een verdere verhoging geen noemenswaardige vermogensverbetering oplevert. Afgezien daarvan zijn zeer hoge compressieverhoudingen (meer dan 11:1) slechts voor competitiemotoren weggelegd; daar telt elke kW. Een goed voorbeeld zijn de motoren in de Formule 3, die een door het wedstrijdreglement voorgeschreven doorlaat in het inlaatgedeelte hebben, die de vulling begrenst. Hierbij worden hoge compressieverhoudingen - tot 12:1 -toegepast, die ook alleen mogelijk zijn door de gebrekkige vulling vanwege de nauwe doorlaat.

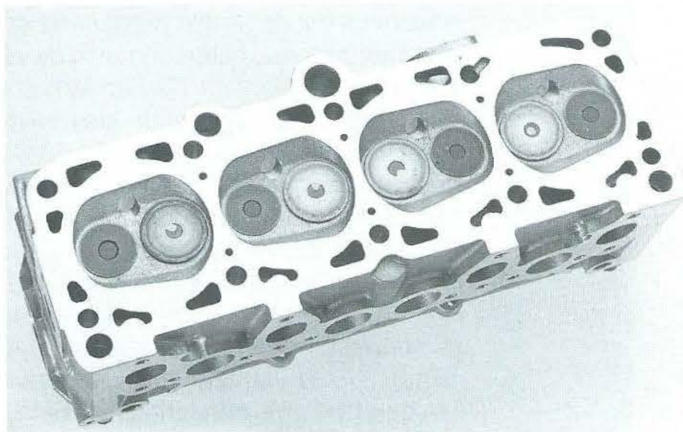
Afgezien van de stijging van de hoogste druk en de temperaturen, wordt de hoogte van de compressieverhouding in principe begrensd door het verschijnsel detonatie, veelal pingelen genoemd. Detonatie richt in zeer korte tijd grote schade aan de motor aan, zodat het raadzaam is, een zekere afstand tot de detonatiegrens aan te houden.
In eerste instantie wordt de detonatiegrens bepaald door de kwaliteit van de brandstof, dat wil zeggen door de klopvastheid. Deze laatste wordt gedefinieerd door het octaangetal. Hoog gecomprimeerde motoren hebben benzine nodig met een hoog octaangetal (Euro loodvrij: 95; Superplus loodvrij: 98). Echter, de detonatiegrens is niet alleen afhankelijk van de benzine. De vorm van de verbrandingsruimte, de mengselverdeling, het kleppendiagram, de ontstekings- en carburateurafstelling en niet in de laatste plaats de vullingsgraad spelen een belangrijke rol, zodat de detonatiegrens praktisch in elke motor verschillend is. Zij kan zelfs voor iedere cilinder verschillend zijn, zodat bij een verhoging van de compressieverhouding tengevolge van het bewerken van een cilinderkop niet alleen gelet moet worden op gelijke volumes van de verbrandingsruimten, maar ook op de gelijkvormigheid. Moderne motoren met zogenaamde cilinderselectieve pingeldetectie houden hiermee rekening en regelen bij detonatie voor iedere cilinder afzonderlijk het ontstekingstijdstip.

4.8 De cilinderkop vlakken

Om bij een willekeurige motor naderhand een hogere compressieverhouding te verkrijgen, kan men verschillende wegen bewandelen. De meest voor de hand liggende manier is het vlakken van de cilinderkop, waardoor via mechanische weg (frezen, draaien) over het gehele pasvlak van de kop verwijderen van materiaal kleinere verbrandingsruimten ontstaan, hetgeen in een hogere compressieverhouding resulteert.
Dit is een manier die men in principe kan hanteren, omdat bij benadering de te verkrijgen compressieverhoging te berekenen is



Afb. 4.12. Formule 3-motoren hebben een gekalibreerde doorlaat in het inlaatgedeelte. Daardoor wordt de vulling bij hogere toerentallen beperkt. Dan nog heeft deze motor exact afgestemde resonantiebuislengten nodig.



Afb. 4.13. Een relatief eenvoudige methode voor het bereiken van een hogere compressieverhouding is het vlakken van de cilinderkop. Alhoewel de volumes van de verbrandingsruimten daardoor in dezelfde mate kleiner worden, verdient het toch aanbeveling deze uit te literen.

Afb. 4.14. Na iedere cilinderkopbewerking moet de positie van de klepzetels (diepte in de kop) en het volume van de verbrandingsruimten worden gecontroleerd en gelijk gemaakt



en de nodige werkzaamheden in een werkplaats verricht kunnen worden waar men over de juiste machines beschikt.

Het aanschaffen van nieuwe onderdelen is ook niet nodig. Deze methode heeft echter ook nadelen. Zo wordt bij voorbeeld de verbrandingsruimte vlakker, hetgeen voor het verbrandingsproces ongunstig is. Ook kunnen de kleppen in geopende toestand te dicht bij de zuigers komen; eerst dus proberen. In het uiterste geval kunnen dan uitsparingen in de zuigers worden aangebracht of de kleppen dieper in de cilinderkop worden teruggezet. Bovendien wordt de afstand tot de krukas gereduceerd. Dit heeft in het geval van bovenliggende nokkenassen een verschuiving van de klep-timing tot gevolg. Een en ander kan door verstellen van het nokkenastandwiel gecompenseerd worden. De door deze afstandsvermindering in principe te lang geworden distributieketting of tandriem is bij te regelen door de spanner opnieuw af te stellen. Is deze laatste niet aanwezig, dan dient een kortere tandriem gemonteerd te worden; deze is echter in een gering aantal tolerantiematen leverbaar. Bij motoren met een onderliggende nokkenas kan de afstandvermindering met het klepstelmechanisme of door

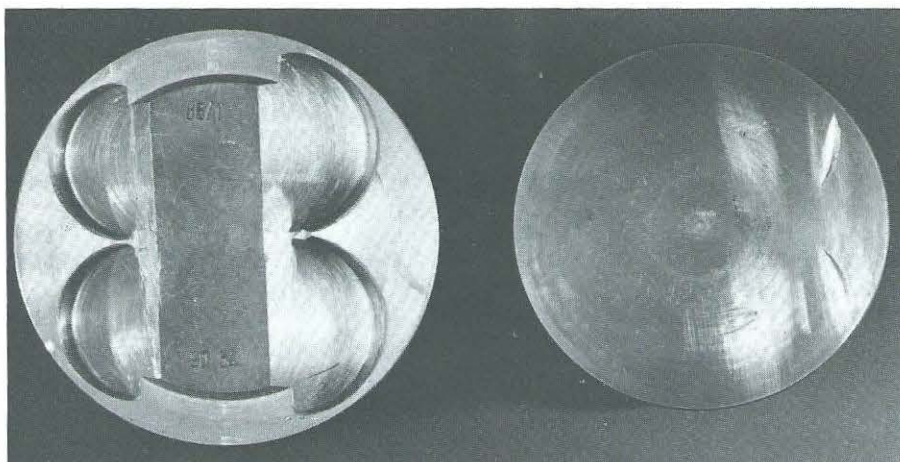
kortere stoterstangen gecompenseerd worden. Het voorgaande toont aan dat met het verwijderen van materiaal van de cilinderkop met het doel de compressieverhouding te verhogen, de nodige complicaties kunnen ontstaan. Bij veel motoren is dit overigens helemaal niet mogelijk omdat de nokkenasaandrijving en de distributiebehuizing niet veranderd kunnen worden.

4.9 Hogere zuigers

De in principe beste methode om de compressieverhouding te verhogen, is het monteren van andere zuigers met een hogere zuigerbodem. Elke mechanische bewerking van de motor, met name die van de cilinderkop vervalt hiermee en de vorm van de verbrandingsruimte blijft onveranderd. Dat deze methode niet zo vaak wordt toegepast, heeft ook zijn reden. In de eerste plaats zijn speciale zuigers niet eenvoudig beschikbaar. Als een tuning-firma deze niet in een kleine oplage voor een bepaald type motor heeft laten produceren, moet men terugvallen op het zelf laten aanmaken. Dit is relatief duur. Hierbij verdient het aanbeveling volledig cilindrische exemplaren te laten maken, waarbij men het dakprofiel (de uiteindelijke zuigerbodem) naar eigen inzicht kan (laten) bewerken. Daarbij moet men erop letten dat de kleppen de zuiger niet raken. Naar behoefte kunnen uitsparingen in de zuiger worden aangebracht. Natuurlijk zullen alle cilinders dezelfde compressie-



Afb. 4.15. Halfbolvormige verbrandingsruimten hebben vanwege de compressieverhouding speciale kamzuigers nodig.



Afb. 4.16. Twee verschillende zuigers voor hetzelfde motorblok (Ford-racemotor). Links de zuiger voor de hoog gecomprimeerde (10,5:1) atmosferisch aanzuigende motor met vier kleppen per cilinder. Rechts de zuiger voor de laag gecomprimeerde motor (7:1) met lichte bewerking.

verhouding moeten hebben, hetgeen door vloeistofmeting exact vastgesteld kan worden. Niet alleen het aanschaffen en de daarmee verbonden kosten zijn een nadeel van het toepassen van speciale zuigers, ook de montage biedt de nodige kopzorgen. Veel sleutelaars kunnen er maar met moeite toe overgaan de cilinderkop van de motor te lichten. De motor hoeft er dan meestal niet eens uit. Als nieuwe zuigers gemonteerd moeten worden, zal in de regel de motor - inclusief het complete drijfwerk - uit elkaar gehaald moeten worden.



Afb. 4.17. Deze afbeelding toont de zuiger van een Ferrari GTO. Duidelijk zijn de korte mantel en de holle bodem. Deze laatste is er voor de lagere compressieverhouding in verband met de turbo. De korte mantel en de smalle zuigerveren reduceren de massa en de wrijving.

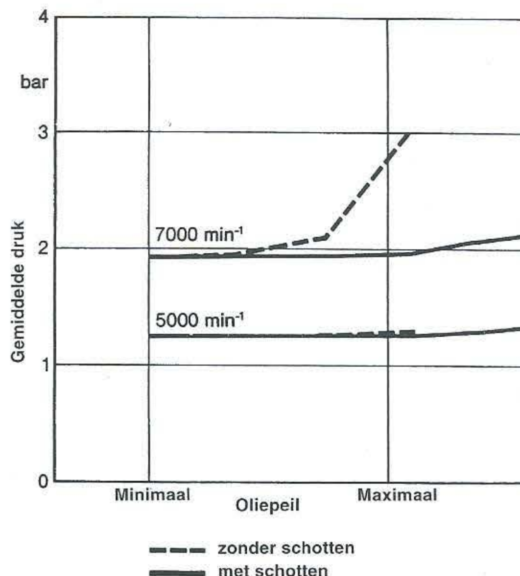
4.10 Wrijvin

Afb. 4.18. Verm liezen door bew van de olie (pon tilatieverliezen) hogere toerenta zienlijk worden. smering en het van schotten ku duceren (hier d des 2.5-16).

Een andere, weliswaar omslachtige methode om de compressieverhouding te verhogen, is het verkleinen van de verbrandingsruimte door het oplassen van materiaal. Dit is een moeilijk karwei en zal alleen in zeer bijzondere gevallen worden gedaan. Natuurlijk dienen de verbrandingsruimten hierna zorgvuldig te worden bewerkt; denk hierbij ook aan een gelijk volume. Evengoed als de compressie kan worden verhoogd door het vlakken van de cilinderkop, kan dit ook met het motorblok worden gedaan. In het geval van individuele cilinders kunnen deze worden afgedraaid. Hierbij dient men erop te letten dat er in de cilinderkop ruimte is voor de boven de cilinder uitstekende zuiger. Dit kan in het uiterste geval nabewerkt worden.

4.10 Wrijvingsverliezen verminderen

In het voorgaande zijn alle principiële methoden tot het verhogen van de gemiddelde druk beschreven, die uiteindelijk resulteren in een hoger koppel en een hoger vermogen. Vanzelfsprekend kan men ook nog meer maatregelen treffen. De invloed op het vermogen zal per geval verschillend zijn. In verhouding zullen deze maatregelen veel minder invloed hebben dan een verhoging van de vullingsgraad en de compressieverhouding.
Zo is er in ieder geval naar te streven het aandeel van de wrijving zo gering mogelijk te houden, teneinde het mechanisch rendement te verbeteren.



Afb. 4.18. Vermogensverliezen door bewegingen van de olie (pomp- en ventilatieverliezen) kunnen bij hogere toerentallen aanzienlijk worden. Dry-sump-smering en het plaatsen van schotten kunnen dit reduceren (hier de Mercedes 2.5-16).

Zoals reeds eerder aangehaald, stijgt door een hogere verbrandingsdruk weliswaar het mechanisch rendement van de motor, de absolute hoogte van de wrijving, echter, blijft bij benadering gelijk of neemt in geringe mate iets toe. Alle maatregelen tot vermindering van de wrijving, zoals bij voorbeeld een grotere zuigerspeling, smallere zuigerveren, grotere lagerspelingen, het toepassen van rollagers in plaats van glijlagers, zullen tot een vermogensstijging leiden. Toch moet men dit niet overschatten, omdat dit relatief zeer arbeidsintensief is. Ook het polijsten van bewegende delen van het drijfwerk kan men in dit rijtje plaatsen, alhoewel het hierbij niet om wrijvingsverliezen gaat, maar om zogenaamde stromingsverliezen ('pompverliezen') door werveling van lucht en olie. Ook vermogensverliezen door appendages, zoals de ventilateur, dynamo, waterpomp enz. verdienen de aandacht. Hierbij moet men letten op soepel lopen en goed functioneren. In veel gevallen (bij competitiemotoren) kan men de ventilateur laten vervallen. Het vermogensverlies door de ventilateur ligt - afhankelijk van het motortype - zo tussen de 2 en 4 kW. Voor het gebruik in het normale verkeer verdient het aanbeveling de vaste ventilateur te vervangen door een elektrisch bediend exemplaar. Veel moderne motoren zijn daarmee al uitgerust.

5 Verhogen van het toerental

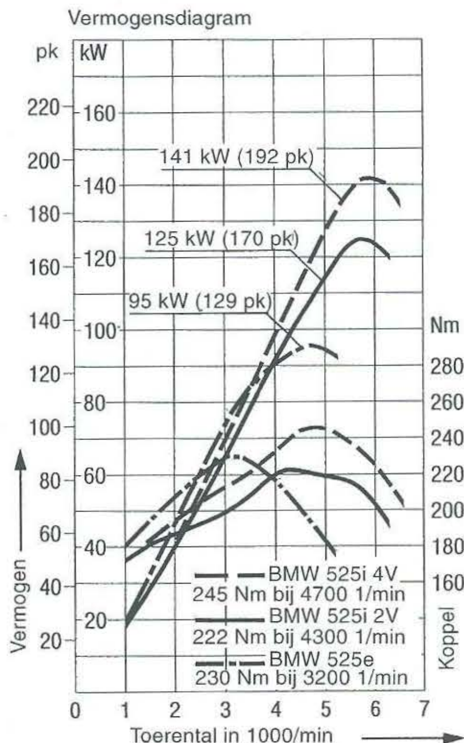
5.1 Inleiding

Zoals bij het nader beschouwen van de vermogensformule duidelijk zal zijn geworden, is het motortoerental (ook wel met rotatiefrequentie aangeduid) een van drie toonaangevende factoren voor het vermogen. Met deze omstandigheid wordt ook bij de huidige motorenbouw rekening gehouden, gezien de steeds hogere toerentallen die men bereikt. Het beste wordt deze samenhang duidelijk gemaakt aan de hand van competitiemotoren, die gemiddeld hun hoogste vermogen bij toerentallen van ver over de 10.000 afgeven (Formule I-motoren en ook motorfietsmotoren).
Nu zou men kunnen stellen dat het toerental alles is en daarbij afgezien kan worden van andere tijdrovende maatregelen. Zo eenvoudig ligt deze zaak echter niet, omdat een verhoging van het kritische toerental niet eenvoudig valt te bereiken, omdat ook hier weer een aantal ingrijpende zaken van toepassing is.

5.2 Hogere toerentallen door betere ademhaling

Zoals reeds eerder is vastgesteld, gaat met het verbeteren van de vullingsgraad meestal ook een verhogen van het toerental gepaard. Hieruit blijkt dat een onder vollast (volledig geopende gasklep) bereikt toerental in sterke mate afhankelijk is van de vullingsgraad. Omdat echter normale seriemotoren meestal zo zijn ontworpen dat bij hogere toerentallen een sterk vullingsverlies optreedt door krap bemeten inlaatsystemen of door een tam kleppendiagram, ligt het kritische toerental meestal lager dan het gezien het motorontwerp theoretisch maximaal te bereiken toerental. Door methoden die in het vorige hoofdstuk zijn beschreven, zal men een maximumtoerental bereiken dat veel hoger ligt. Het gehele toerentalbereik zal op een hoger niveau gebracht worden.

Afb. 5.1. Dit diagram van drie BMW-zescilinders toont de invloed van de toerentalniveaus. De Eta-motor van de 525e is bewust voor een laag toerental ontworpen. Ondanks het grote slagvolume (2,7 liter) slechts 95 kW (129 pk) bij 4800 1/min. De 'normale' 2,5 liter komt op 125 kW (170 pk) bij 5700 1/min; de uitvoering met vier kleppen per cilinder zelfs op 141 kW (192 pk) bij 5900 1/min.



5.3 Belangrijke toerentallen

Aansluitend zullen we de voor de motorkarakteristiek belangrijke toerentallen nog eens nader bekijken. Onder het zogenaamde nominale toerental verstaat men het toerental waarbij een motor het maximale vermogen levert. Bij sterk opgevoerde sportmotoren met een goede cilindervulling (bij voorbeeld de Ferrari 348tb: 235 kW/325 pk bij 7200 1/min) ligt deze waarde zeer hoog. Het nominale toerental is echter niet gelijk aan het maximaal toelaatbare toerental, omdat deze laatste meestal hoger ligt en een terugval van het maximumvermogen te zien geeft.

Het maximaal toelaatbare toerental wordt in de regel bepaald door datgene wat het kleppenmechanisme aan kan. In de meeste gevallen ligt dit toerental ongeveer 10 tot 20 procent boven het nominale toerental. Men kan nu stellen: waarom meer toeren maken dan het nominale toerental als dit toch met een teruglopen van het vermogen gepaard gaat. Zoals we verderop zullen zien, is dit extra toerengebied voor het rijden en het volledig gebruiken van het vermogen zeer belangrijk.

Het derde belangrijke toerental in de vermogensgrafiek is die waarbij het maximumkoppel wordt geleverd, dus het toerental dat aan de maximale vullingsgraad is gerelateerd. Bij sportmotoren of sportieve motoren liggen deze toerentallen tamelijk hoog, terwijl gangbare normale gebruiksmotoren hun hoogste vullingsgraad bij lagere toerentallen hebben (bij voorbeeld Porsche Carrera 3.6: M_{dmax} bij 5000 1/min; Renault Laguna 1.8: M_{dmax} bij 2750 1/min). Men kan hieruit concluderen dat motoren met een hoog koppel bij een hoog toerental belangrijk meer presteren dan andere. De in het vorige hoofdstuk beschreven handelingen voor het tunen van een motor brengen zonder uitzondering een verhoging van het toerenbereik met zich mee. De hier beschreven handelingen moeten het mogelijk maken deze toerentallen met zo weinig mogelijk risico te bereiken. Eerst zullen we de nadelen bespreken.

5.4 De motorbelasting neemt toe

In principe worden door de hogere toerentallen alle bewegende delen van een motor zwaarder belast. Afhankelijk van het motortype kan dit door verschillende factoren veroorzaakt worden. Zo kan bij het ene motortype de zuigersnelheid parten spelen en bij een ander het kleppenmechanisme of het drijfwerk de toerentalbeperkende factor zijn. Daarom is het belangrijk de principiële samenhang tussen hoge toerentallen en de daaruit resulterende belasting duidelijk te maken.

5.5 De zuigersnelheid

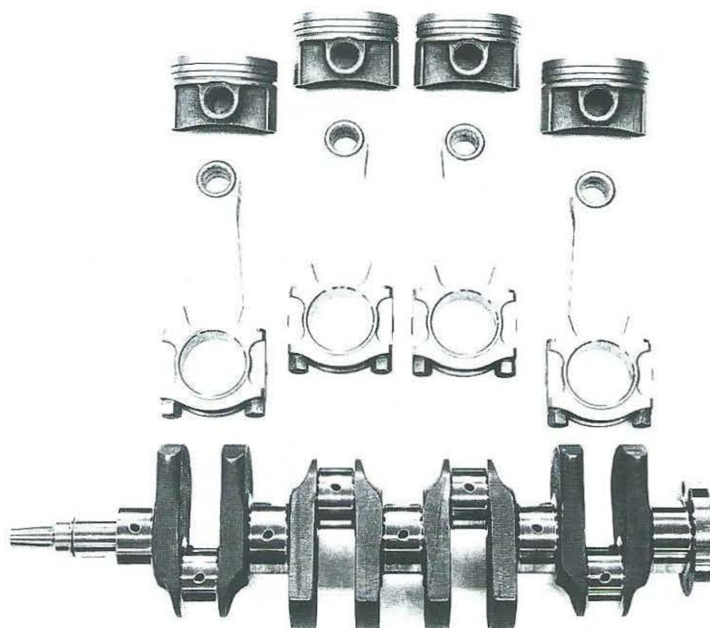
Zoals bekend legt de zuiger van een motor bij elke omwenteling een bepaalde weg af, die met het dubbele van de slaglengte overeenkomt. Omdat hij deze weg niet met een constante snelheid aflegt (omdat er bij het bovenste en onderste dode punt afgeremd wordt!) ontstaat er een onregelmatig snelheidsverloop. Men rekent daarom met een zogenaamde gemiddelde zuigersnelheid. De zuigersnelheid stijgt gelijkmatig met het toerental of rekenkundig gesteld; zij is lineair daarmee. Omdat de zuigersnelheid slechts van de slag en het toerental afhankelijk is, kan men deze met behulp van een eenvoudige formule berekenen:

$$c_m = \frac{n \cdot S}{30.000}$$

In deze formule betekenen c_m de gemiddelde zuigersnelheid in meters per seconde, *n* het toerental (per minuut) en *S* de zuigerslag in mm. Als men de gemiddelde zuigersnelheid van een Porsche Carrera uitrekent, met een nominaal toerental van 6100 1/min en een zuigerslag van 76,4 mm, komt men op 15,5 m/s, zijnde een waarde die ver onder de kritische grens ligt.
Uit deze beschouwingen valt op te maken, dat motoren met een korte slag op dit punt de minste problemen zullen opleveren. Als kritische grens wordt in de motorenbouw - en dat geldt ook veelal voor wedstrijdmotoren - een zuigersnelheid van 20 m/s beschouwd. Overschrijding van deze waarde is niet aan te raden. Deze waarde geldt overigens alleen voor constant gebruik; incidentele overschrijdingen worden bij competitiemotoren over het algemeen op de koop toe genomen of op z'n minst ingecalculeerd. Voor de meeste moderne seriemotoren vormt dus de zuigersnelheid geen belemmerende factor voor het verhogen van het toerental, omdat dit type motor meestal een korte slag heeft. Met een slag van net over de 80 mm zal men bij hogere toerentallen - bij constant draaien - toch wat voorzichtig moeten zijn. Bij 7000 1/min nadert men met 18,6 m/s de kritische grens. Motoren met een langere slag dan 80 mm kunnen dus bij hoge toerentallen met gemak de kritische zuigersnelheid van 20 m/s bereiken en overschrijden. Tegen te hoge zuigersnelheden kan men bij het tunen van seriemotoren, waarbij de slag immers een gegeven is, weinig doen. Hooguit kan men zich in het gebruik van het toerental beperken.

5.6 Het drijfwerk wordt zwaarder belast

In tegenstelling tot de zuigersnelheid, die met het toerental lineair stijgt, vermeerdert de belasting van het drijfwerk zich in het kwadraat. Hieraan dient men dus de nodige aandacht te besteden. Juist met betrekking tot dit onderwerp wordt het meest gezondigd. Door de bij hogere toerentallen progressief toenemende massakrachten worden drijfstanglagers, hoofdlagers en zuigerpennen veel sterker belast dan normaal mogelijk is. Hierbij komt nog dat deze lagers, door de betere vulling, hogere specifieke drukken te verwerken krijgen. Bij overbelasting kan er schade optreden. Meestal kunnen we dan drijfstanglagerschades (uitgelopen drijfstanglagers) noteren. Iets minder vaak - maar toch niet geheel uit te sluiten - zijn gebroken drijfstangen, uitgeslagen zuigerpennen, gebroken zuigers en uitgelopen hoofdlagers.
Motoren met vijfmaal gelagerde krukassen zijn voor wat de hoofdlagers betreft relatief minder kwetsbaar. In extreme gevallen is het



Afb. 5.2. Waar hoge toerentallen vereist zijn, dient het drijfwerk daarop ontworpen te worden. Hier het drijfwerk van een BMW Formule 1-turbomotor. Een zeer korte slag (60 mm), lichte titanium drijfstangen en korte zuigers houden de massakrachten en wrijvingsverliezen binnen de perken.

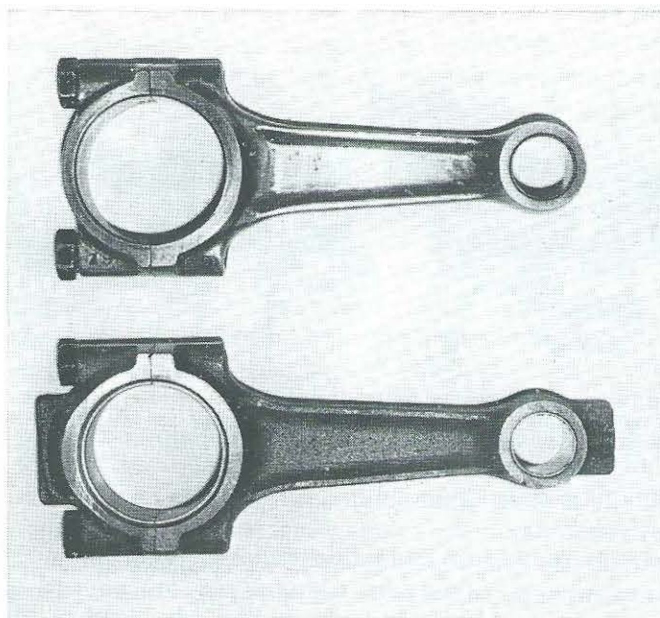
echter voorgekomen dat de lagers in tact bleven, maar dat de behuizing het begaf. Met dit soort verrassingen hoeft men in principe alleen bij luchtgekoelde motoren rekening te houden.

5.7 Wrijvingsverliezen nemen toe

Niet alleen de bedrijfszekerheid en de duurzaamheid van de motor lijden onder al te hoge toerentallen, ook met het onttrekken van vermogen doemen aanzienlijke nadelen op. Overeenkomstig de vermogensformule zou eigenlijk het vermogen proportioneel met het toerental moeten toenemen. In werkelijkheid echter nemen - met het toerental - door de hogere massakrachten de wrijvingsverliezen in de motor zeer sterk toe. Hierdoor ontstaat dus eigenlijk een niet onaanzienlijke afname van het vermogen. In tegenstelling tot verhoging van de gemiddelde druk die een verbetering van het mechanisch rendement betekent, wordt deze laatste bij hoge toerentallen juist aanmerkelijk slechter. Ook de hogere zuigersnelheden geven aanleiding tot een belangrijke toename van wrijvingsverliezen.

5.8 De drijfwerkdelen lichter maken

De hiervoor beschreven nadelen, hogere belasting van het drijfwerk en verminderd mechanisch rendement, kan met behulp van verschillende aspecten worden gecompenseerd. Om de ongewenst hoge massakrachten te reduceren, is het gunstig, de heen-en-weer-gaande massa - de zogeheten oscillerende massa -zo laag mogelijk te houden. Dit betekent dus dat zuigers en drijfstangen lichter gemaakt moeten worden of door lichtere exemplaren moeten worden vervangen. Zo is bij voorbeeld het toepassen van titanium drijfstangen bij moderne competitiemotoren een stap in de goede richting. Titanium is namelijk een uitzonderlijk sterk en aanmerkelijk lichter materiaal dan staal. Een dergelijke maatregel is niet weggelegd voor de privé-tuner, omdat dergelijke onderdelen exceptioneel duur zijn en ook omdat er haast niet aan te komen is. Men zal zich dan ook dienen te beperken tot het lichter maken van de voor handen zijnde drijfwerkdelen.
Voorts kan men storende invloeden, zoals onbalans en gewichtsverschillen van zuigers en drijfstangen, door uitwegen en balanceren van deze onderdelen, volledig uit de wereld helpen. Op deze werkzaamheden zullen we in dit boek nog uitvoerig ingaan. Tot zover de directe methoden tot massavermindering.
Een verbetering van de mechanische sterkte van hoog belaste onderdelen, zoals krukas en zuigerpennen wordt bereikt door een warmtebehandeling, die met nitreren wordt aangeduid. Hierdoor verkrijgt men ook betere loopeigenschappen van de lagers. Een oppervlaktebehandeling van de drijfstangen en de krukas in vorm van polijsten heeft, naast verminderde stromingsverliezen, ook een hogere weerstand tegen breuken tot gevolg. Breuken zijn te wijten aan kerfwerking. Overigens zijn bij talrijke fabrikaten deze onderdelen al bij de produktie door nitreren behandeld.
Een vermindering van de wrijvingsverliezen bij hoge (en natuurlijk ook bij lage) toerentallen wordt bereikt door meer of minder arbeidsintensieve werkzaamheden.
Hoge zuigerspelingen (1/100 of 2/100 mm) en lagerspelingen, welke bij de bovenste toleranties liggen, bewijzen goede diensten en behoren tot de minder dure maatregelen. Een aanzienlijke reducering van de wrijvingsverliezen wordt bereikt door een vergroting van de effectieve drijfstanglengte. De langere drijfstang zorgt ervoor, dat de laterale krachtcomponenten van de zuiger geringer worden, hetgeen betekent, dat de zuiger minder strak tegen haar loopvlak (de cilinderwand) wordt aangedrukt. Bij de eens succesvolle BMW Formule 2-motoren (en ook bij wedstrijdmotoren voor toerwagens) werd bij voorbeeld de oorspronkelijke

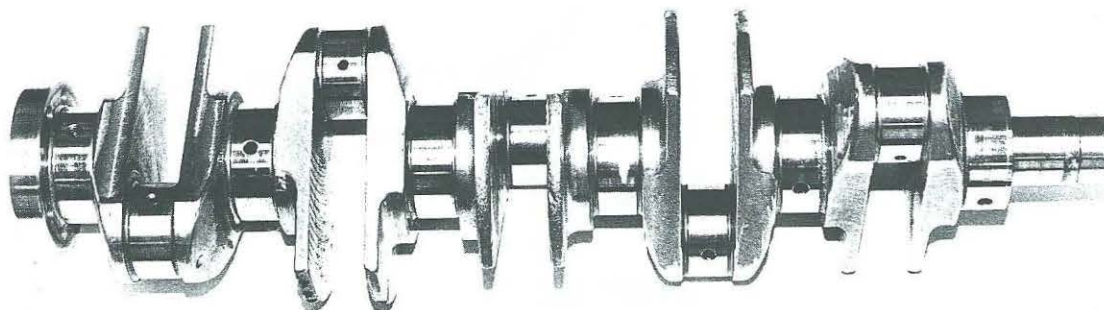


Afb. 5.3. Een vergelijking tussen de originele en de bewerkte drijfstang laat duidelijk zien waar de frees gebruikt is

drijfstanglengte van 135 op 148 mm gebracht. Dit veroorzaakte ook een verhoging van het toerental waardoor een meetbare vermogenswinst werd bereikt. Het aanpassen van de drijfstanglengte is overigens een dure aangelegenheid, omdat, naast de nieuwe drijfstangen, ook nieuwe en kortere en daardoor wellicht ook lichtere zuigers gemonteerd moeten worden.
Al deze maatregelen aan het drijfwerk zijn echter voorbehouden aan relatief hoog opgevoerde motoren, waarbij een aanzienlijke verhoging van het toerental voor normaal gebruik wordt verkregen. Bij een relatief eenvoudige tuning kan men normaal gesproken van deze werkzaamheden afzien.

5.9 De roterende massa verminderen

Ten slotte wijzen wij u erop dat men, met als doel een soepeler loop in de hogere toerentallen, ook de roterende massa van een motor kan verminderen. De krukas dient alleen dan lichter gemaakt te worden als de overige drijfwerkdelen, zoals zuigers en drijfstangen, ook een gewichtsreducering ondergaan of als een vermindering van de roterende massa wegens rotatietrillingen (bij voorbeeld bij zescilinder-lijnmotoren) dringend noodzakelijk is. In deze gevallen is een gewichtsvermindering bij de contragewichten



Afb. 5.4. Bij wedstrijdmotoren worden krukassen vaak aanzienlijk lichter gemaakt, om de roterende massa te reduceren en het trillingsgedrag te verbeteren (krukas van de vijfcilinder Audi-wedstrijdauto)

en kruktappen mogelijk. Veel eenvoudiger is het echter om materiaal van het vliegwiel te verwijderen (afdraaien), hetgeen bij viercilindermotoren zonder problemen mogelijk is. Bij motoren met een trillingsdemper moet deze aan de verminderde roterende massa worden aangepast. Dit is mogelijk met toepassing van gecompliceerde metingen.

5.10 Het kleppenmechanisme

De derde en veruit belangrijkste factor tot het bereiken van hoge toerentallen is de mate waarin het kleppenmechanisme dit verdragen kan. Bepalend hiervoor zijn wederom het ontwerp van het kleppenmechanisme, de nokvorm en de klepveerspanning. Men treft tegenwoordig bij moderne motoren nog slechts twee constructies aan. Namelijk bediening van de in de cilinderkop gemonteerde kleppen door een zijdelings in het motorblok gemonteerde nokkenas (met nokstoters, stoterstangen en tuimelaars) of bediening van de kleppen door één of twee in de cilinderkop gemonteerde nokkenassen (zogenaamde OHC- resp. DOHC-motoren). Deze laatste constructie treft men bijna bij alle moderne motoren aan en staat garant voor het bereiken van hoge toerentallen. Met motoren met onderliggende nokkenas kan men echter ook aanzienlijke toerentallen bereiken als het een constructie betreft met een relatief hoog gemonteerde nokkenas, zoals die bij de Renault Gordini is toegepast (relatief korte stoterstangen).
Bepalend voor de mate waarin het kleppenmechanisme hoge toerentallen kan verdragen, is de bewegende massa en de ver-

snellingen waaraan deze is blootgesteld. Des te geringer deze massa en hoe minder bewegende onderdelen, des te hoger zijn de te bereiken toerentallen. De massaversnelling die optreedt bij het openen en sluiten van kleppen is echter van doorslaggevende betekenis. Deze wordt bepaald door de nokvorm. Juist hierom is het vervangen van een bestaande nokkenas door een 'snellere' of het verslijpen van de bestaande nokkenas zo'n moeilijke kwestie. Uiteindelijk wordt het maximaal bereikbare toerental ook nog eens door de veerspanning van de seriematig gemonteerde klepveren bepaald. Hiervoor worden relatief 'zachte' exemplaren gekozen met het oog op de geluidsontwikkeling. Als bij het verhogen van het toerental de massaversnellingskrachten de veerspanning te boven gaat, gaat de klep zweven (hij sluit niet volledig). De grens waarbij dit gebeurt, is bij elke motor aanwezig en kan in principe niet worden overschreden, omdat dán de gasstroming wordt verstoord en dus meteen een vermogensverlies optreedt. Overigens kan het 'overtoeren', zoals dit verschijnsel heet, onder bepaalde omstandigheden ernstige schade aan de motor veroorzaken. Minder erg is het als een klep de zuigerbodem even raakt



Afb. 5.5. De meest stijve klepbediening gebeurt door komstoters direct door de nokkenas bediend

en daardoor verbuigt. Als dit zich voordoet, zal de cilinder niet meer geheel gesloten zijn. Remedie: cilinderkop lichten en een nieuwe klep monteren.

5.11 Het kleppenmechanisme bewerken

Om het kleppenmechanisme beter bestand te maken tegen hoge toerentallen zijn er twee mogelijkheden die ook tegelijk toegepast kunnen worden. De eenvoudigste manier is door een hogere spanning van de klepveren de toerengrens naar boven te verleggen. Dit kan enerzijds door het monteren van klepveren met een hogere spanning geschieden en anderzijds door montage van een extra binnenveer óf door het plaatsen van schijfjes onder de bestaande veren. Bij deze laatste methode dient men erop te letten dat de klep nog volledig opent en dat dan de veerwindingen niet op elkaar liggen. Dit kan gecontroleerd worden door de motor met de hand te verdraaien.
Overigens zal bij het toepassen van stuggere klepveren of extra veren enige terughoudendheid moeten worden betracht en alleen





Afb. 5.6. Tuimelaars voor automatische klepspelingscompensatie zijn relatief zwaar. Bij wedstrijdmotoren worden tuimelaars zonder stelmogelijkheid toegepast (lichter en beter bestand tegen hoge toerentallen).

Afb. 5.7. Kom
schikt (boven



Afb. 5.7. Komstoters met hydraulische klepspelingscompensatie zijn voor hoge toerentallen ongeschikt (boven). Komstoters met vulplaatjes genieten de voorkeur (onder).

zover gegaan worden als noodzakelijk is; enige reserve is gewenst. De hogere veerspanning belast niet alleen het kleppenmechanisme in hogere mate en kan dus tot grotere slijtage van nokkenas en stoters leiden, maar er gaat ook vermogen verloren door grotere wrijving. Onder bepaalde omstandigheden kunnen ook de bouten van het tuimelaarmechanisme oprekken. Vooral lichtmetalen cilinderkoppen zijn hier gevoelig voor.

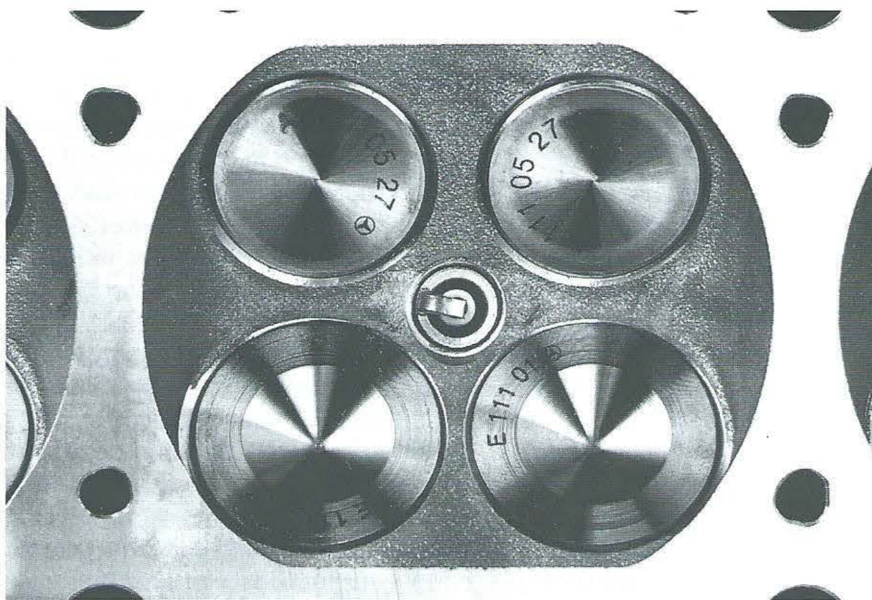
De tweede, weliswaar meer ingrijpende methode om de toerentalgrens van het kleppenmechanisme naar boven te verleggen, is

het zo gering mogelijk houden van de bewegende massa. Voor bestaande motoren het verminderen hiervan. Ook hier zou de produktie van speciale onderdelen uit titanium, zoals klepstoters, tuimelaars, klephoedjes, kleppen enz., weliswaar zinvol zijn, maar gelet op de kosten niet echt reëel. Een gewichtsvermindering van de bestaande distributie-onderdelen is echter in de meeste gevallen zonder meer mogelijk. Uiteraard is deze oplossing te prefereren boven het verhogen van de veerspanning, omdat zij niet alleen het hogere toerenbereik toelaat, maar ook onder normale omstandigheden het kleppenmechanisme minder belast en dus ook minder wrijving oplevert. Voor het overige zal men ervoor moeten zorgen dat alle distributieonderdelen licht en soepel moeten kunnen bewegen. Als toch onderdelen van het kleppenmechanisme (bij voorbeeld tuimelaars) lichter gemaakt moeten worden, dient men materiaal van die plaatsen te halen waar de sterkte van het onderdeel niet in gevaar komt. Overigens moet men er rekening mee houden, dat bij het monteren van grotere kleppen het gewicht ook weer toeneemt.
Samenvattend kunnen we stellen dat het kleppenmechanisme van moderne serieauto's onder normale omstandigheden meestal hogere toerentallen goed kan verdragen. Zodanig dat zij in de regel ook zonder bewerking goed voldoen in een getunede motor; tenzij er nokkenassen met langere openingstijden gemonteerd worden. Dit zal men van geval tot geval moeten bekijken.

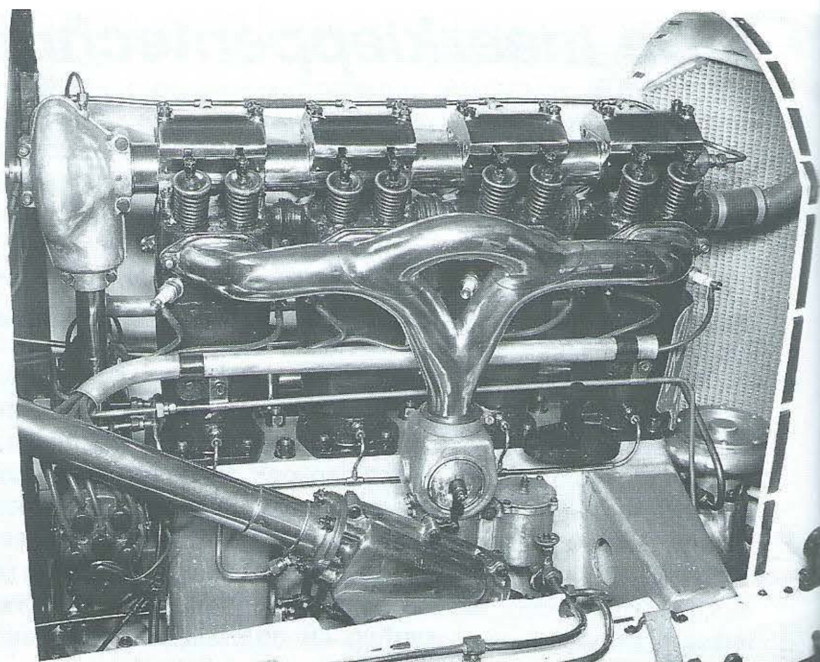
6 De meerkleppentechniek

6.1 Inleiding

Druk en toerental zijn bij een gegeven cilinderinhoud de hoofdfactoren die het vermogen bepalen. De meeste tuning-maatregelen zijn er dan ook op gericht één van deze factoren of beide te verbeteren. Natuurlijk zijn ook professionele motorbouwers erin geïnteresseerd meer vermogen uit een bestaande motor te halen. Een hoger specifiek vermogen is in principe een voordeel, omdat dit niet gepaard gaat met een hogere massa van aandrijving of voertuig. De drukvulling, bij voorkeur met een turbocompressor, is een mogelijkheid een hoger specifiek vermogen te bereiken. Een andere mogelijkheid is de vierkleppentechniek of beter gezegd de meerkleppentechniek, omdat het gekozen aantal kleppen per verbrandingsruimte (afhankelijk van het gebruik) tussen de drie en de vijf kan bedragen. Gangmaker van de meerkleppenmo-



Afb. 6.1. De techniek met vier kleppen per cilinder verbetert niet alleen het arbeidsproces en daardoor vulling en vermogen van de motor, maar heeft ook uit geometrische overwegingen een goede vorm van de verbrandingsruimte tot gevolg met een centraal geplaatste bougie.



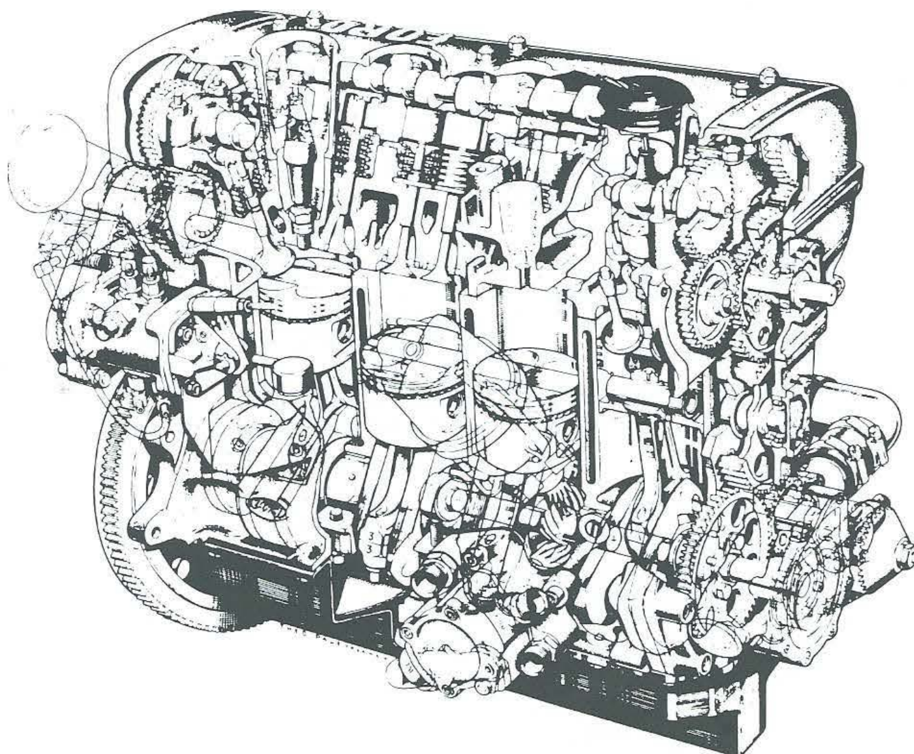
Afb. 6.2. De Mercedes-Benz-racemotor van 1914 had al vier kleppen per cilinder die door een bovenliggende nokkenas -met tuimelaars - werden bediend. De nokkenas werd door een koningsas aangedreven. De klepveren waren vanwege een betere koeling buiten op de motor gemonteerd (4,5 liter slagvolume en 85 kW (115 pk) bij 2800 1/min waren voor die tijd opmerkelijk).

toren was weer eens de wedstrijdsport, waar zij, zover reglementair was toegelaten, veelvuldig werd toegepast. Sinds de jaren tachtig heeft zich de vierkleppentechniek ook sterk verbreid binnen de produktie van kwalitatief hoogstaande seriemotoren, waarbij de Europeanen weliswaar het initiatief namen, maar dit initiatief werd door de Japanners meteen omgezet in massaproduktie. Tegenwoordig vormen de vierkleppers de stand der techniek met een steeds groeiend marktaandeel. Het verdringen van de tweekleppenmotoren is in volle gang. Door de steeds gunstiger wordende produktiekosten van de vierkleppenmotor zal deze zich in alle marktsegmenten doorzetten. Ook professionele tuning-bedrijven, zoals AMG en vroeger Oettinger, hebben vierkleppencilinderkoppen ontworpen en geproduceerd. De normale serieproduktie heeft hen ingehaald.

Daarbij gaat de geschiedenis van de meerkleppenmotor terug tot het begin van de automobielhistorie. Al in het jaar 1888 toonde een octrooiaanvraag twee uitlaatkleppen ten behoeve van gas- en petroleumkrachtmachines. De ontwikkeling van de vierkleppenmotor voltrekt zich echter in deze eeuw en kan, grofweg, in drie fasen verdeeld worden, waarbij de tweede en derde in elkaar overlopen.
Fase één loopt van 1906 tot het uitbreken van de Tweede Wereldoorlog, dus tot 1939. Het was de empirische en experimentele fase



Afb. 6.3. In deze ning van de tota tandwielen.



Afb. 6.3. In deze doorzichtstekening van de Ford Cosworth FVA-motor zijn de plaatsing en bediening van de totaal zestien kleppen goed te onderkennen. De nokkenasaandrijving gebeurt door tandwielen.

van de motorenontwikkeling, omdat de automobielproduktie zich meer kenmerkte door terugslag dan door baanbrekende ontwerpen. Laatstgenoemde waren er echter ook, zoals we nog zullen zien.
Fase twee begint geruime tijd na de Tweede Wereldoorlog, zo omstreeks eind jaren vijftig, toen er vanwege de uitstekende resultaten met hoogontwikkelde tweekleppenmotoren zo'n twintig jaar niet naar het constructieprincipe met vier kleppen per cilinder was omgekeken. De vierkleppenmotor werd echter weer ontdekt; haar voordelen werden door de grotere kennis bij ingenieurs inderdaad weer toegepast, hetgeen uiteindelijk heeft geleid tot de thans dominerende motorbouwwijze bij competitiemotoren.

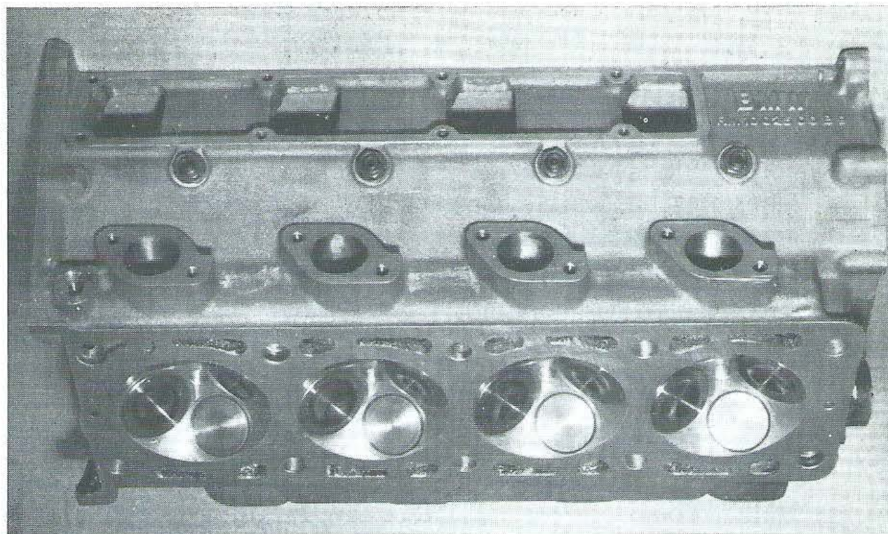
Fase drie is de moeilijk verlopen toepassing van het meerkleppenprincipe in de serieproduktie. Zij begon al in de vroege jaren zeventig, maar zette in de autoindustrie pas door midden jaren tachtig. En dat is nog steeds de stand van de techniek. Tegen-

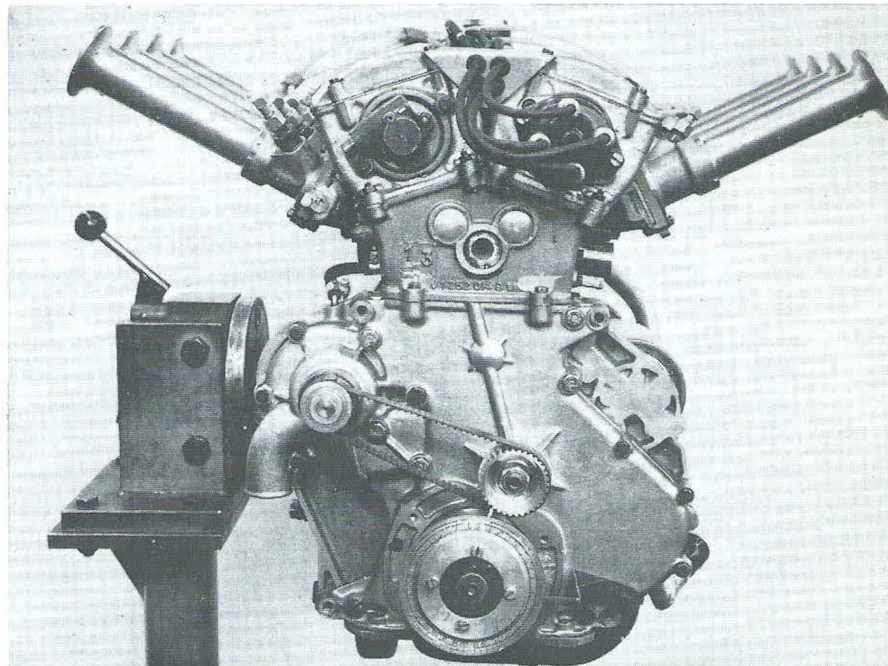
woordig is er geen autoproducent van naam en faam, die niet de vier- of meerkleppentechniek in praktijk brengt; en dat bij auto's uit diverse cilinderinhoud- en vermogensklassen. Dat de autosport als dynamische kracht heeft gefungeerd voor een voorspoedige en onder de streep ook nog eens zakelijk verantwoorde technologie, kan terloops ook nog gesteld worden, te meer daar deze belangrijke functie van de wedstrijdsport altijd weer ter discussie staat.
Navolgend de ontwikkelingsfasen in een overzicht samengevat:

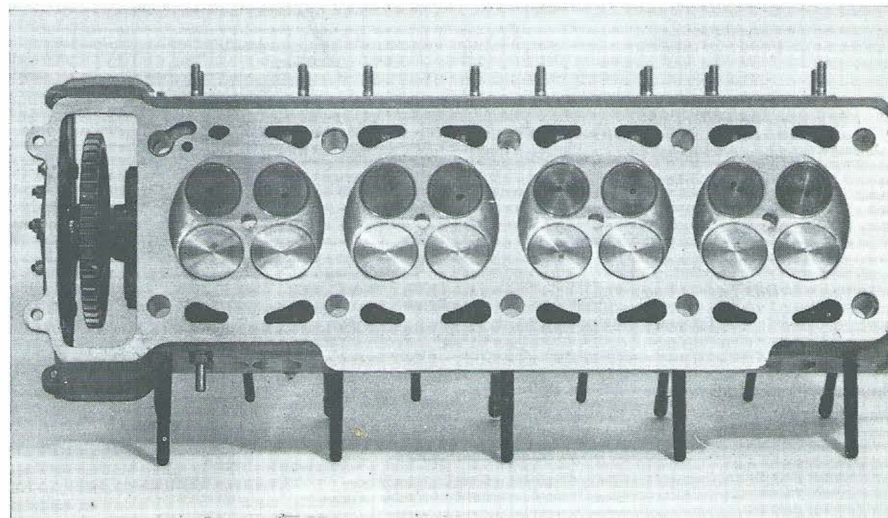
	Jaar	Bouwer/producent
fase 1		Hotchkiss patent
	1906	Fiat 561 Corsa
	1909	Benz, Opel
	1910	Peugeot/Henry-motor
	1912	Bugatti Brescia
	1919	Offenhauser Indy-motor
	1921	Rudge radiale vierklepper
	1924	Simson Supra S
	1926	Mercedes W125 FI-wagen (750 kg formule)
	1937	achtcilinder
	1939	Mercedes W145, Formule I (3 liter formule)
		twaalfcilinder
fase 2	1957	Borgward RS
	1962	Honda wedstrijdmotorfiets
	1965	Coventry Climax 1,5/FI
	1966	BMW Apfelbeck-motor
	1967	Ford Cosworth DFV FI
	1967	Ferrari FI twaalfcilinder
fase 3	1970	Ford Escort RS1600 (BDA)
	1972	Jensen Healey (Lotus)
	1973	Chevrolet Vega, Cosworth
	1974	Lotus (alle modellen)
	1978	Triumph Dolomite Sprint
	1982	BMW M1
	1983	Toyota Corolla GT
		Audi Quattro Sport
		Ferrari 308 Quattrovalvole
		Mercedes 190E 2.3-16
		BMW M635 CSi
		VW Scirocco 16V
		Saab 900 Turbo 16V
		Jaguar 3,6 liter

Bij deze gelegenheid ook nog iets over aanduidingen. Uit imago-overwegingen (marktstrategie) geven de meeste fabrikanten het totale aantal kleppen in de type-aanduiding weer; dus '16V' bij viercilinder-, '20V' bij vijfcilinder-en '24V' bij zescilindermotoren. Dit is in principe onjuist, omdat het geven van het totale aantal kleppen, kennis van het cilinderaantal veronderstelt, teneinde het aantal kleppen per cilinder te kunnen bepalen. Op z'n minst bij de

Afb. 6.4. De ontw van de BMW-wec tor met vier klepp cilinder blijkt duic deze fotoserie. B gecompliceerde beck-constructie aal geplaatste kle halfbolvormige ve dingsruimten. Da de motor waar zi beide zijden zow als uitlaten bevin onderste foto too cross-flow config wat de basis vorr de Formule 1-mo





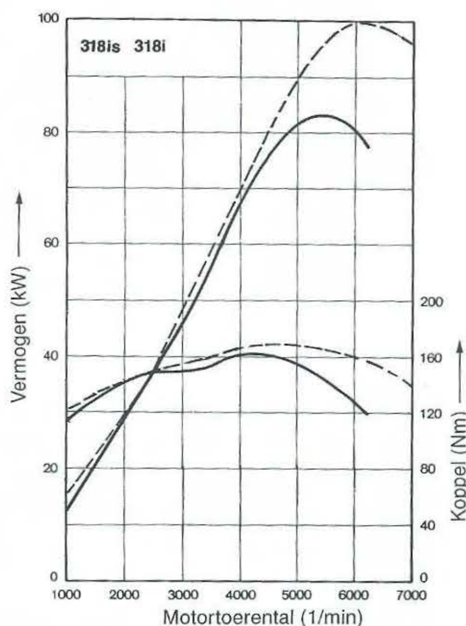


Afb. 6.4. De ontwikkeling van de BMW-wedstrijdmotor met vier kleppen per cilinder blijkt duidelijk uit deze fotoserie. Boven de gecompliceerde Apfelbeck-constructie met radiaal geplaatste kleppen en halfbolvormige verbrandingsruimten. Daaronder de motor waar zich aan beide zijden zowel inlaten als uitlaten bevinden. De onderste foto toont de cross-flow configuratie wat de basis vormde van de Formule 1-motor.

vijfklepper, maar ook bij de drie-kleppen-per-cilinder-motor komt men in de problemen. Juister zou het zijn het aantal kleppen per cilinder aan te geven; dit voorkomt misverstanden.

6.2 Waarom vier kleppen?

Bij het onderzoek naar de grootst mogelijke in- en uitlaatkleppen, kwamen de ingenieurs, zoals reeds eerder vermeld, al vroeg op het idee van de vierklepper. Zuiver geometrisch beredeneerd, ontstaan bij een willekeurige boring door een verdubbeling van het aantal kleppen duidelijk grotere klepdoorsneden, waardoor ook grotere kanalen voor inlaat en uitlaat mogelijk worden. De doorsneden van kleppen en gaskanalen bepalen immers in principe de hoeveelheid gas en daarmede het vermogen bij hogere toerentallen. Wij geven een klein rekenvoorbeeld. Bij de BMW-tweeliter-wedstrijdmotor met twee kleppen, zoals die jarenlang in toerwagenraces is gebruikt, kunnen van huis uit - wegens de gunstige plaatsing van de kleppen - tamelijk grote klepdiameters worden toegepast. Bij toepassing van de seriematige klephoek komt men bij de inlaat op 47 mm (overeenkomend met een oppervlak van 1735 mm^2) en bij de uitlaatklep op 39 mm (is gelijk aan 1195 mm^2). In speciale gevallen werden ook iets grotere kleppen gemonteerd.

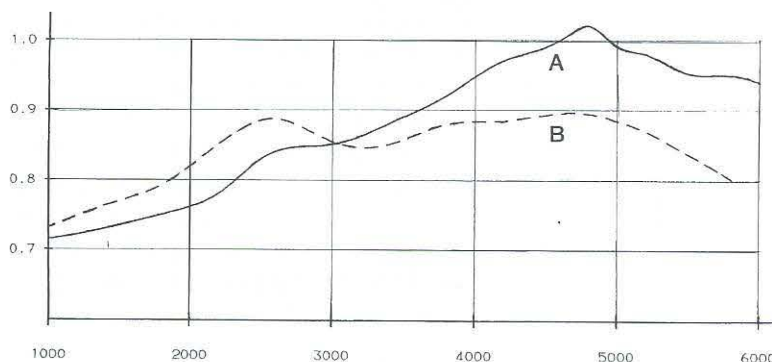


Afb. 6.5. Vermogens- en koppelgrafiek van een recente 1,8 liter BMW-motor. De een met twee en de ander met vier kleppen per cilinder. Boven de 4000 1/min zijn de voordelen van vier kleppen te zien.

Vergelijkende metingen hebben echter uitgewezen dat de daarmee bereikte extra doorlaatruimte in de praktijk geen waarde had. De kleppen moesten zo dicht aan de cilinderwand geplaatst worden, dat daardoor de stroming negatief beïnvloed werd zodat geen extra vermogen bereikt werd.

	Vermogensvergelijking BMW-competitiemotoren 2 liter, stand 1973			
Aantal kleppen per cilinder	twee	vier	vier	vier
Plaatsing		radiaal	diametraal	parallel
Max.vermogen (kW) bij (1/min)	169 7800	197 8500	202 9000	224 9200
Max.koppel (Nm)	232	223	232	245
Klepdiameter (mm) in/uitlaat	46/39	40/36	38/34	35,6/31
Klephoek (°)	52	75	40	40
Compressie-verhouding (:1)	11	10,5	11,2	11,2

Bij de qua afmetingen gelijke BMW-vierkleppenmotor is de diameter van de inlaatklep 2 x 35,6 mm (= 1990 mm^2 oppervlak) en die van de uitlaatklep 2 x 31,0 mm (= 1510 mm^2 oppervlak). In totaliteit heeft de vierkleppenmotor dus 570 mm^2 ofte wel 20% meer oppervlak voor de kleppen ter beschikking, wat tot uitdrukking komt in een hogere vullingsgraad bij hoge toerentallen. Zo bereikt de BMW-tweeliter-vierkleppenmotor circa 202 kW (275 pk) bij 8800 1/min, terwijl de motor met twee kleppen per cilinder met 169 kW (230 pk) bij 7800 1/min aan het einde van z'n latijn is. Het bereikte extra vermogen bedraagt dus in dit geval circa 34 kW (45



Afb. 6.6. Een vergelijking in rendement van twee tweeliter Opel-motoren toont dat de uitvoering met vier kleppen (A) pas bij 3000 1/min boven de uitvoering met twee kleppen komt. Daaronder is laatstgenoemde zelfs beter.

pk) oftewel 20%. Zij komt voor een deel voort uit een hogere gemiddelde druk bij een hoger toerental (vullingsgraad), maar in eerste instantie toch uit een hoger nominaal toerental.

Daarmee zijn we aanbeland bij het tweede wezenlijke voordeel van de vierkleppenmotor. Dit betreft de geringe massa van de kleppen, waardoor aanzienlijk hogere toerentallen en 'steilere' nokkenassen mogelijk zijn. Zo kan men ervan uitgaan dat de maximaal te bereiken toerentallen bij motoren met dezelfde basisgegevens bij toepassing van het vierkleppenprincipe om en nabij de 20 tot 25% hoger kunnen komen te liggen, een en ander afhankelijk van het soort en de werking van het kleppenmechanisme.
Zulke en hogere toerentallen mogen dan voor competitiemotoren, waarbij het om het hoogste vermogen draait, zin hebben, voor het gebruik van seriemotoren in het normale verkeer zijn zij om verschillende redenen niet geschikt.
Ten eerste stijgt het geluidsniveau te sterk; ten tweede stijgen de wrijvingsverliezen tegelijk met het toerental en in gelijke mate vermindert de levensduur van de motor. Afgezien daarvan hebben we in het alledaagse verkeer motoren nodig die hun kwaliteiten bewijzen door vanuit het onderste toerentalbereik goed op te trekken; dus een goed koppelverloop hebben. Door het verplaatsen van de meerkleppentechniek van de zuivere wedstrijdmotoren naar de seriemotoren is echter bewezen dat de voordelen van de vierkleppenconstructie niet alleen in een hoger vermogen tot uitdrukking komt. Ook de verbranding is efficiënter door de compacte vorm van de verbrandingsruimte en de centrale plaats van de bougie. Vierkleppenmotoren zijn minder gevoelig voor detonatie, laten een grotere compressieverhouding toe en scheppen gunstige voorwaarden voor een verdere reductie van schadelijke stoffen. Met een goed ontwerp wordt ook een mooi koppelverloop bereikt. Met nog meer constructieve extra's, zoals variabele inlaatbuislengtes en/of variabele nokkenas-timing is ook een hoger koppel in een lager toerentalbereik mogelijk, zonder vermogen in te leveren. Zonder zulke maatregelen is het overigens moeilijk het vermogensverloop vanaf een lager punt te laten werken. Dit omdat, vergeleken met een tweekleppenmotor van dezelfde grootte, een vierkleppenmotor pas vanaf 3000 1/min voordelen oplevert vanwege de betere vullingsgraad. Tevens wordt het hogere vermogen bij veel hogere toerentallen afgegeven. In het onderste toerenbereik zijn de grotere kanaal- en klepdoorsneden wat de vullingsgraad betreft, eerder nog een nadeel.

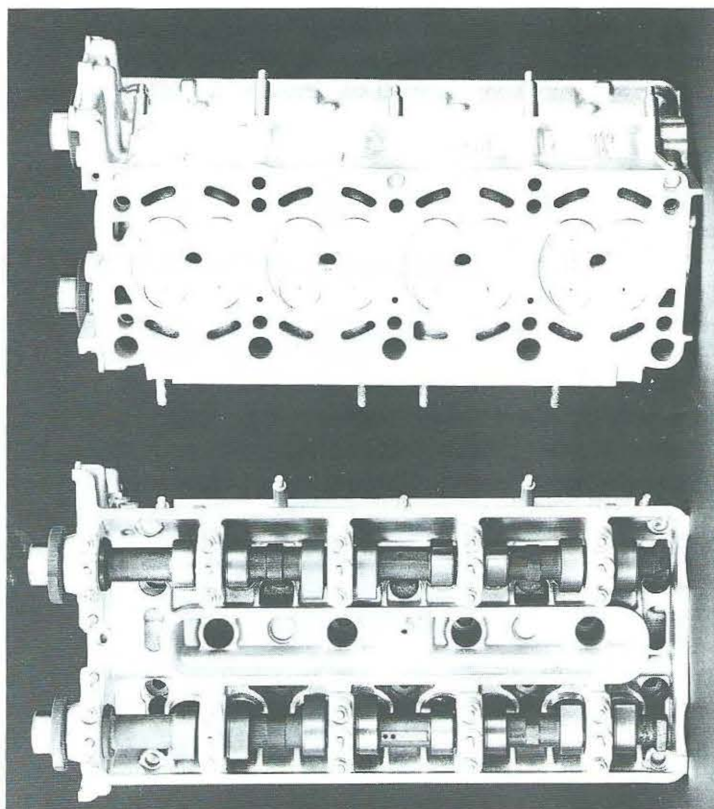
6.3 De construc

Afb. 6.7. Cilinderkop
de BMW V8-motor.
compacte en volled
werkte verbranding
ten staan een hoge
pressieverhouding
(10,5:1 bij de drielit
10,1:1 bij de vierlite
plaatsing van de no
assen is duidelijk te
ze liggen direct bov
komstoters. De kop
staat uit één stuk.

6.3 De constructie

Bij het bouwen van competitiemotoren spelen kosten van technische ontwikkeling een ondergeschikte rol; hier komt het met recht op vermogen aan. Omdat de vierkleppenmotor uit de autosport afkomstig is, was deze in eerste instantie heel gecompliceerd ontworpen met bij voorbeeld ingenieuze nokkenasaandrijvingen en gedeelde cilinderkoppen. Ja, zelfs over de plaats van de in- en uitlaatkleppen was men het nog niet eens. BMW experimenteerde jarenlang met radiaal en diametraal geplaatste kleppen, waarbij in- en uitlaatkleppen tegenover elkaar stonden (diagonaal). Als optimale oplossing diende uiteindelijk de klassieke cross-flow-opstelling zich aan, waarbij de in- en uitlaatkleppen paarsgewijze tegenover elkaar staan.

Omdat de meerkleppentechniek inmiddels door de automobielindustrie op een breder vlak verder werd ontwikkeld en toegepast, ontstond er een aanzienlijke hoeveelheid verschillende constructies en een volle scharkering aan detailoplossingen. Afgezien van



Afb. 6.7. Cilinderkop van de BMW V8-motor. De compacte en volledig bewerkte verbrandingsruimten staan een hoge compressieverhouding toe (10,5:1 bij de drieliter; 10,1:1 bij de vierliter). De plaatsing van de nokkenassen is duidelijk te zien; ze liggen direct boven de komstoters. De kop bestaat uit één stuk.

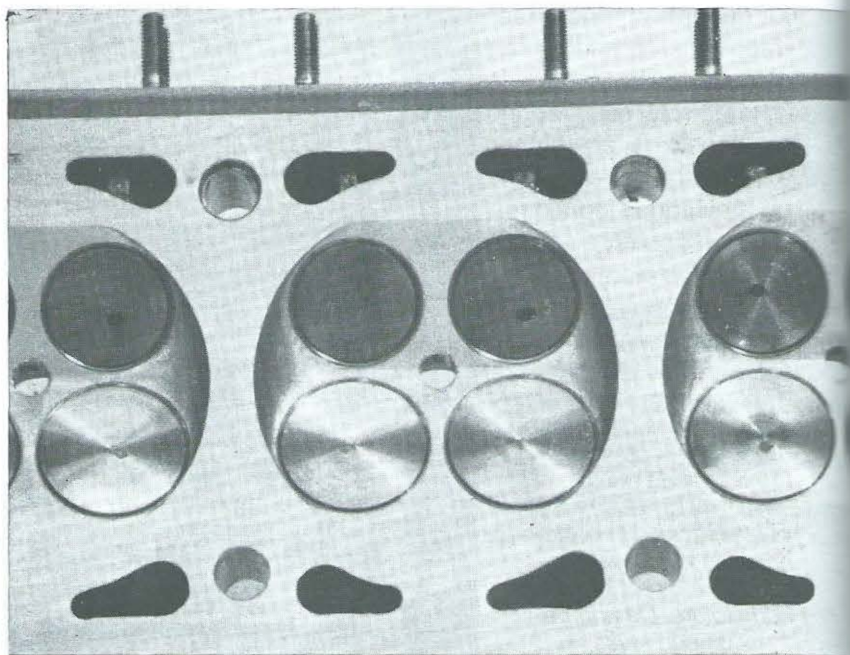
de motorgrootte en de bouwwijze is hierbij de constructie van de cilinderkop het belangrijkste kenmerk. Ook speelt hier een belangrijke rol, het feit of de motor uitsluitend voor wedstrijden of voor serieproduktie is ontwikkeld. Om een kwalificatie aan de diverse cilinderkopconstructies te kunnen verbinden, zijn verscheidene criteria van belang.

6.4 Het aantal kleppen

Vier kleppen per cilinder is wel het beste compromis voor bijna iedere motorenbouwer. Het aantal vierkleppenmotoren neemt gestadig toe. Drie- of vijfkleppenmotoren zijn momenteel incidentele toepassingen. Overigens schijnt de vijfkleppenconfiguratie nog ontwikkelingspotentieel te bezitten. Competitie- en seriemotoren met vijf kleppen per cilinder worden al ingezet.

6.5 Klephoek en vorm van de verbrandingsruimte

De gekozen klephoek en daarmee meestal ook de vorm van de verbrandingsruimte schijnt bij seriemotoren door andere, van buitenaf opgelegde, parameters bepaald te zijn, dan het feit dat

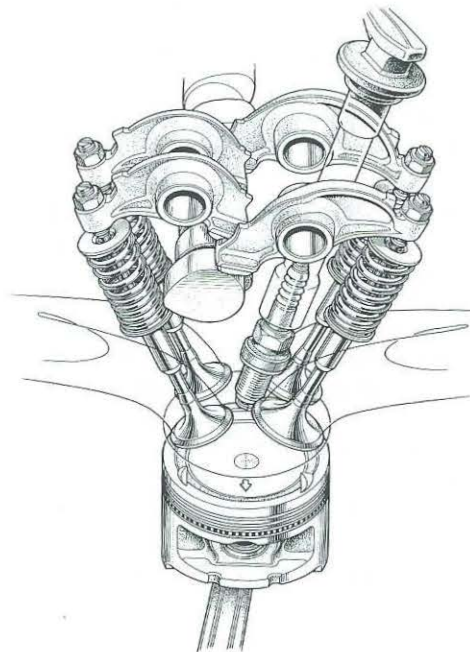


Afb. 6.8. De kleine klephoek is de oorzaak van een eenvoudige verbrandingsruimte die in de lengterichting een halve bolvorm heeft en in dwarsrichting de dakvorm benadert

een klephoek wordt ontwikkeld met in gedachte een bepaald verbrandingproces. Zo zijn toegankelijkheid van kopbouten/moeren, plaats in de motorruimte, uitvoering van de nokkenasaandrijving of ook de eenvoud van de cilinderkopconstructie vaak de beperkende factoren voor de keuze van de klephoek. Bij wedstrijdmotoren, waarbij men veelal vrijgesteld is van dit soort verplichtingen die voor een seriemotor van belang zijn, ziet men een trend naar een kleinere klephoek, waardoor de verbrandingsruimte compacter en de plaats van de bougie gunstiger wordt.

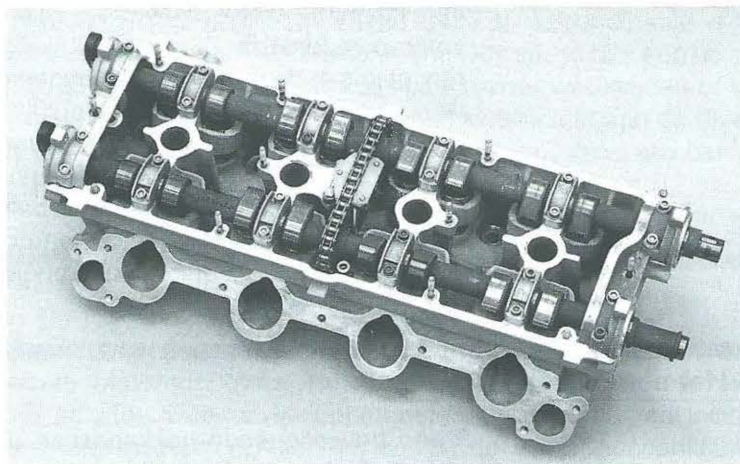
6.6 Het aantal nokkenassen

Twee bovenliggende nokkenassen (DOHC = double overhead camshaft) per cilinderrij zijn bij competitiemotoren standaard en zo langzamerhand ook bij seriemotoren de meest verbreide constructie. Voordelen zijn de eenvoudige bouw van de cilinderkop en de directe en exacte klepbediening. Meerkleppenmotoren met slechts één nokkenas per cilinderrij zijn eerder uitzondering dan regel.



Afb. 6.9. Honda heeft vier kleppen per cilinder met slechts één bovenliggende nokkenas en tuimelaars. Om deze reden is het bougiegat schuin geplaatst.

Afb. 6.10. Bij de Porsche 928 S4 en de 968 is de uitlaatnokkenas aan de inlaatnokkenas door een ketting gekoppeld die in het midden van de kop loopt. Bij de viercilinder zorgt een verstelmechanisme voor een variabele kleptiming door faseverschuiving.



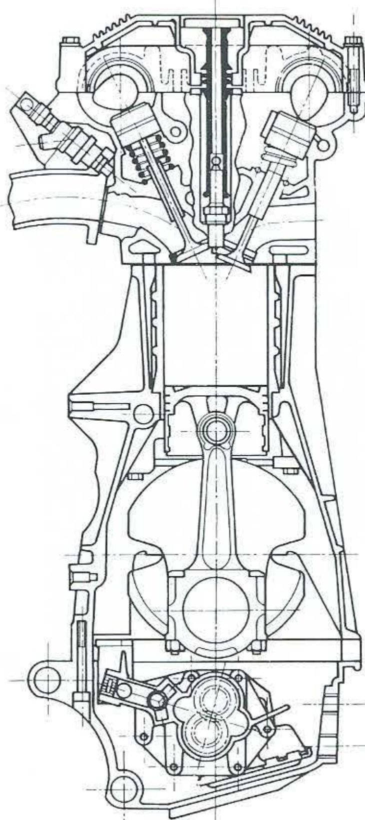
6.7 Nokkenasaandrijving

Alle voor serieproduktie bestemde meerkleppenmotoren zijn van tweekleppenmotoren afgeleid c.q. doorontwikkelingen daarvan. Daarbij werd het type nokkenasaandrijving in de regel overgenomen, om aan de basisconstructie van de motor niet al te veel te hoeven wijzigen. Overeenkomstig de tweekleppentechniek overheerst bij de vierkleppentechniek de toepassing van tandriemaandrijving in plaats van kettingaandrijving. Door de tandriem worden beide nokkenassen aangedreven. Als de afstand tussen beide nokkenassen dit niet toelaat, is één nokkenas door een tandriem of een ketting met het krukastandwiel verbonden. De andere nokkenas wordt met een korte ketting (bij voorbeeld bij VW) of door tandwielen door zijn 'collega' aangedreven.
Als betere oplossing geldt de kettingaandrijving van beide nokkenassen; bij voorkeur met een duplex-ketting. Aandrijving van de nokkenassen volledig door tandwielen treft men alleen bij competitiemotoren aan.

6.8 Plaats van de bougie; afmetingen van de bougie

Bij driekleppenmotoren is plaatsing van de bougie in het midden (centraal) van de verbrandingsruimte niet mogelijk. Bij vier- of meerkleppenmotoren is in wezen een andere plaats voor de bougie niet mogelijk. Van boven en van onderen gezien, is daarmee een optimale plaats voor de bougie verkregen. Bij motoren die in grotere aantallen worden geproduceerd, kunnen in principe

Afb. 6.11. Doorsnede van de Peugeot Mi16-motor. De klassieke cilinderkopconstructie vertoont een kleine klephoek en een directe bediening door twee nokkenassen en komstoters. Het bougiegat is loodrecht aangebracht.

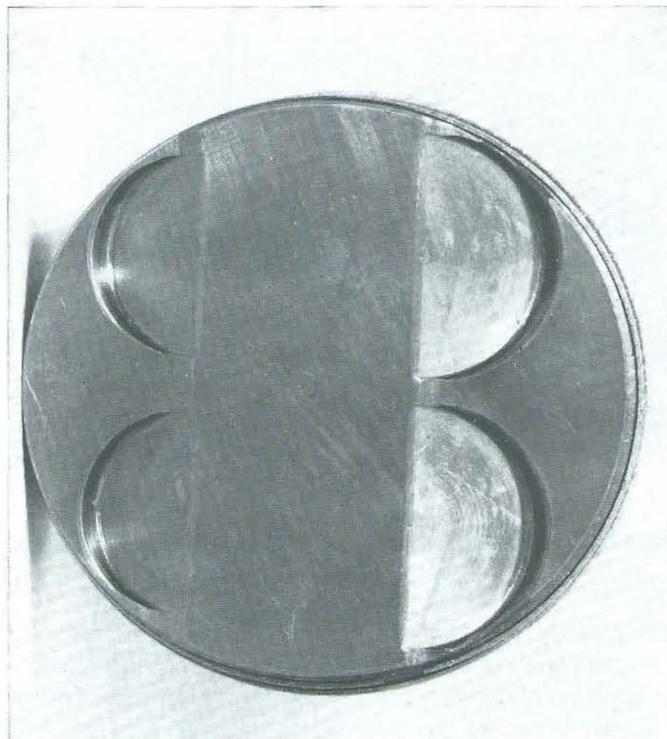


alleen bougies met 14 mm schroefdraad worden gebruikt. Bougies met 12 mm, of zelfs met 10 mm schroefdraad zijn slechts aan pure sport- of competitiemotoren voorbehouden. Zij voldoen niet aan de eisen met betrekking tot kwaliteit, warmtegraad en levensduur die aan voertuigen voor dagelijks gebruik worden gesteld.

6.9 Squish-vlakken

Aantal, vorm en grootte van de squish-vlakken is meestal door het aantal en de plaatsing van de kleppen bepaald. Het aandeel in oppervlak van de squish-vlakken is bij meerkleppenmotoren, wegens het grote aantal kleppen dat een groot deel van de verbrandingsruimte inneemt, kleiner dan bij tweekleppenmotoren. Op grond van eisen met betrekking tot het vermogen zijn squish-vlakken, die immers een snelle verbranding mogelijk maken, echt noodzakelijk.

Afb. 6.12. Bij toepassing van vier kleppen per cilinder met kleine klephoeken ontstaat er veelal ook een vlakke zuigerbodem met vier uitsparingen voor de kleppen

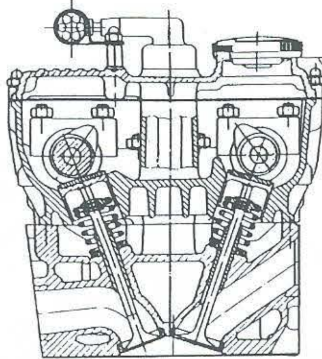


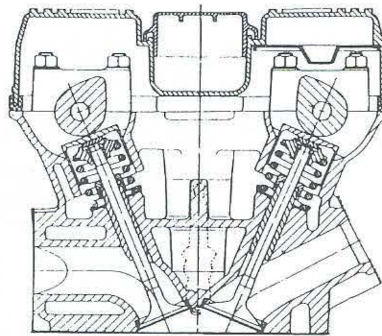
6.10 De grootte van de kleppen

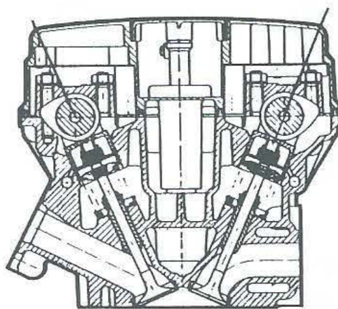
De meeste motoren met een groot vermogen gebruiken de door de cilinderboring gegeven ruimte om zo groot mogelijke kleppen te plaatsen. Des te groter en hoger het aantal kleppen is, des te minder plaats blijft er over voor squish-vlakken. Bij meerkleppenmotoren die geen hoog eindvermogen hebben, maar meer met het oog op comfort zijn ontworpen, wordt de maximaal ter beschikking staande plaatsruimte niet benut; dus worden er kleinere kleppen toegepast.

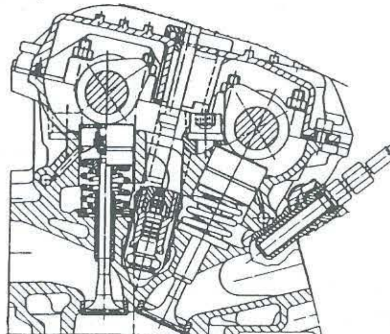
6.11 Compressie

In de regel is de compressie bij meerkleppenmotoren een nummer (bij voorbeeld 10:1 in plaats van 9:1) hoger dan bij vergelijkbare tweekleppenmotoren. Het voordeel dat verkregen is door een gunstige vorm van de verbrandingsruimte, wordt voor een deel









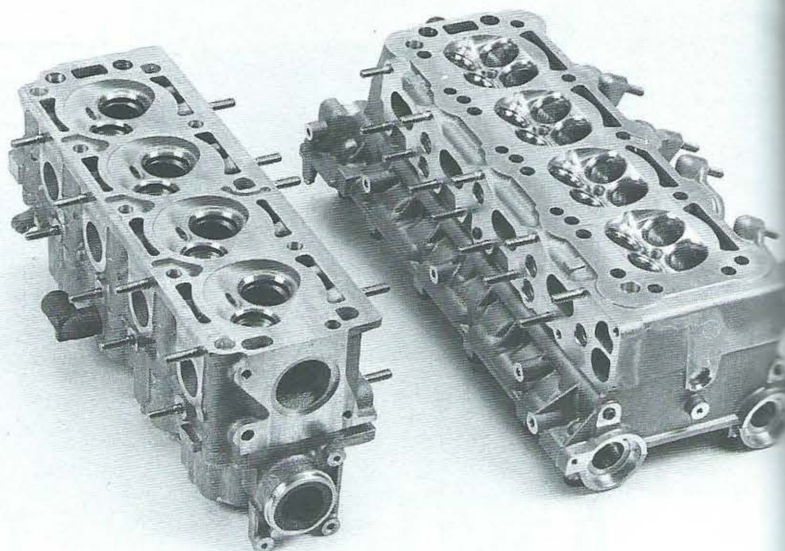
Afb. 6.13. De doorsneden tonen verschillende klepconfiguraties. Bediening, kanaalvorm en -traject van vier bekende Duitse motoren met vier kleppen per cilinder. VW en Opel hebben hydraulische klepspelingscompensatie; de voor wedstrijddoeleinden ontworpen motoren van BMW en Mercedes niet.

weer teniet gedaan door de hogere gemiddelde druk. Motoren met een hoog vermogen met compressieverhoudingen van meer dan 10:1 hebben daarom complexe brandstofinspuit- en ontstekingssystemen nodig -met pingeldetectie - alsmede bewerkte en exact uitgeliterde verbrandingsruimten.

6.12 Afmetingen en massa

Des te kleiner de klephoek, des te kleiner (smaller) en lichter de cilinderkop kan zijn. Voor goed aangepaste aanzuigbuizen en ook uitlaatspruitstukken blijft meer ruimte over. Bijzonder moeilijk is deze situatie bij V-motoren. Deze zonder meer al brede motoren worden door het monteren van brede meerkleppencilinderkoppen nog volumineuzer. Compacte V-motoren vereisen cilinderkoppen

Afb. 6.14. Vergelijking tussen cilinderkoppen van Opel tweeliter-motoren met twee en met vier kleppen per cilinder. Laatstgenoemde is veel breder; kanalen en verbrandingsruimten zijn mechanisch bewerkt.



met een kleine klephoek of anders aangepaste cilinderkopconstructies.

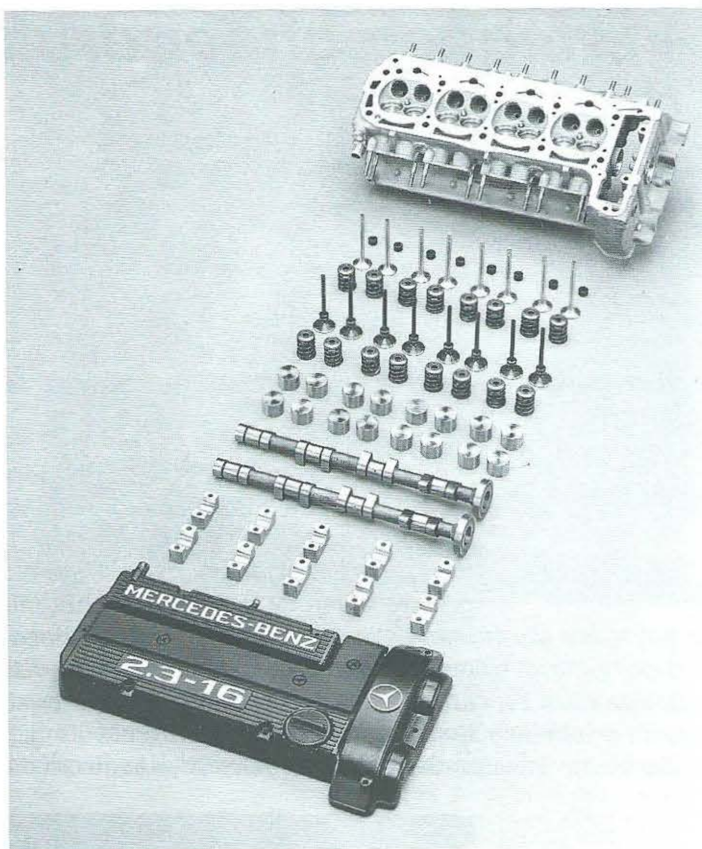
6.13 Klepbediening; stellen van de klepspeling

Door het grote aantal kleppen is het bij meerkleppenmotoren zinvol een systeem voor automatische klepstelling toe te passen. De kleppen bij de meeste meerkleppenmotoren worden direct door komstoters bediend. Op een enkele uitzondering na behoren komstoters met geïntegreerde hydraulische klepspelingscompensatie tot de laatste stand van de techniek. Komstoters met mechanische stelmogelijkheden (vulplaatjes, hoedjes of in hoogte verschillende stoters) komen praktisch alleen voor bij competitiemotoren.

6.14 Stijfheid van de cilinderkop; het aantal onderdelen

Ook bij competitiemotoren streeft men zoveel mogelijk naar enkelvoudige cilinderkopconstructies teneinde de stijfheid te verhogen c.q. het aantal onderdelen te reduceren. Vlakke cilinderkoppen met aangebouwde nokkenasbehuizing (nokkenasdragers) zijn uitermate complex, eisen veel bewerking, zijn duur en bereiken

Afb. 6.15. De enkelvoudige cilinderkop van de Mercedes 2.3-16. Deze is ontworpen voor hoge vermogens en wedstrijdgebruik.

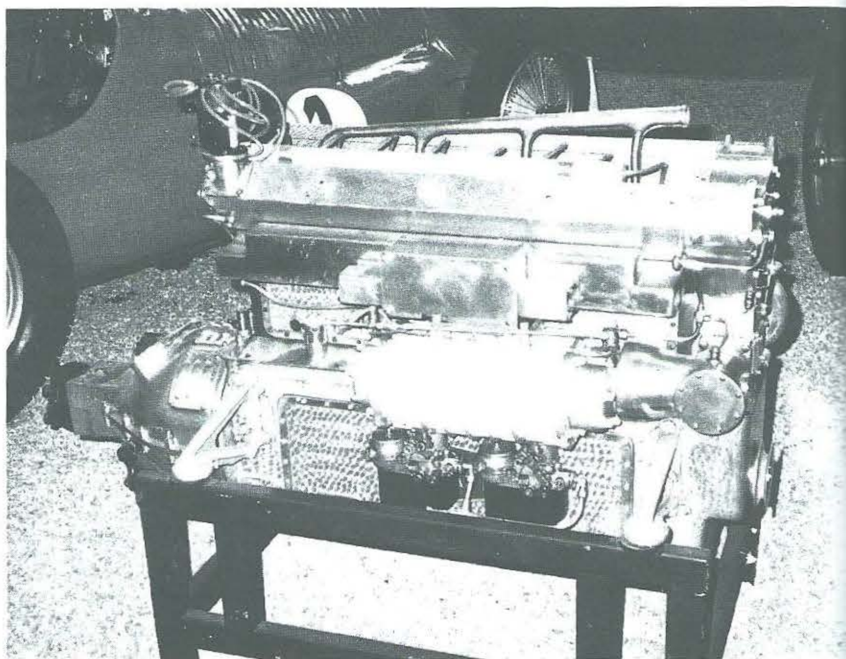


niet de stijfheid van enkelvoudige constructies. Juist bij competitiemotoren is dit laatste van belang, omdat speciaal bij formuleraceauto's de motor als dragend onderdeel wordt geconstrueerd, waaraan delen van het onderstel en zo nodig ook andere items worden gemonteerd.

7 Vermogen onder druk: drukvulling

7.1 Inleiding

We hebben een aantal bladzijden terug al gezien dat de beste methode om de gemiddelde druk en daarmee ook het vermogen te verhogen, bestaat uit het verbeteren van de vullingsgraad. Hoe men de vullingsgraad verbetert, werd ook verklaard. Daarbij gingen we ervan uit dat de motor het mengsel zelf aanzuigt, zoals normaal ook gebruikelijk is. Naast deze min of meer conventionele methodes tot verbetering van de vulling is er echter nog een andere, buitengewoon effectieve wijze dit te bereiken, namelijk door het toepassen van drukvulling. Als men het gasmengsel onder een zekere overdruk in de cilinder 'blaast', zal onder dwang

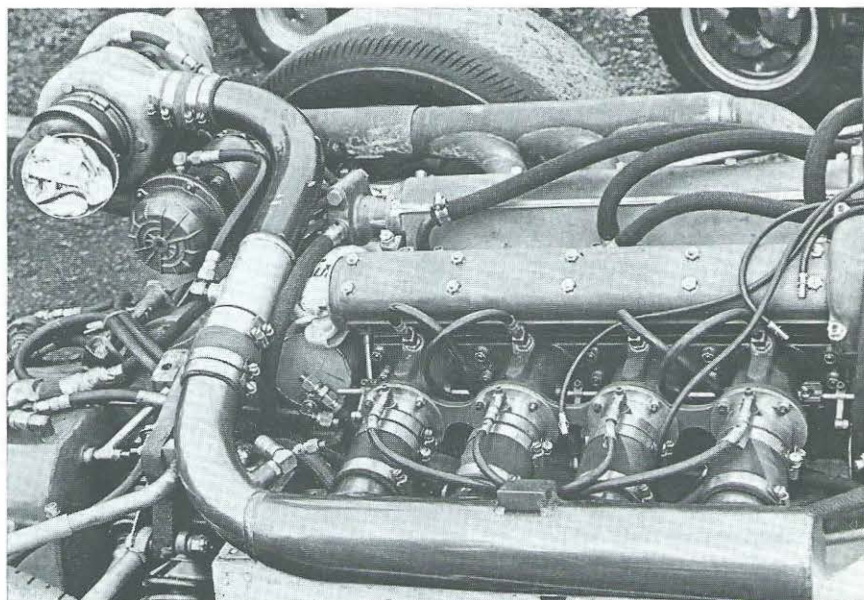


Afb. 7.1. Drukvulling was in de jaren dertig al een probaat middel om bij een gegeven cilinderinhoud het vermogen aanzienlijk te laten stijgen. Op de foto ziet u een Bugatti-motor met een Roots-compressor, die het mengsel van de eronder geplaatste carburateurs aanzuigt. De Roots-compressor wordt door assen en kegeltandwielen aangedreven.

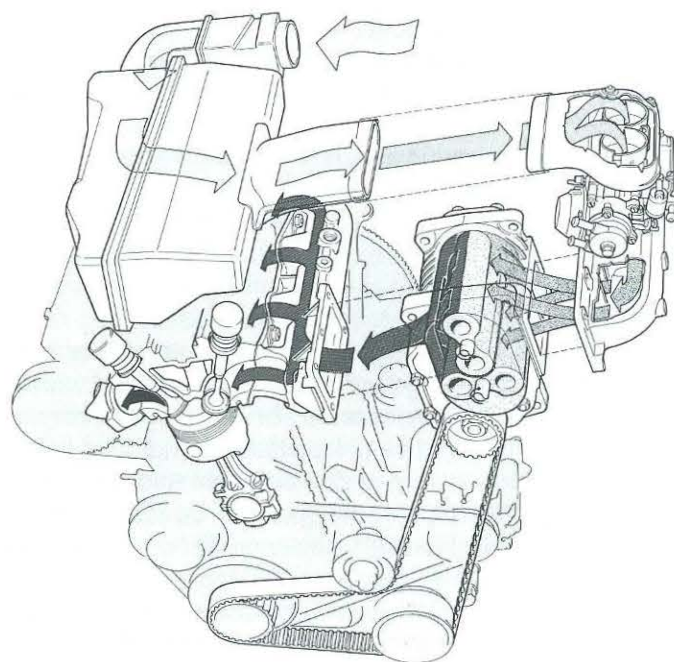
Afb. 7.2. Ook d
pe al bejaarde
ser-viercilinderr
de dank zij de
uitlaatgasturbo
een verrassend
back. Bij een vu
2,7 bar leverde
Indy-races ontw
liter-motor meer
kW (800 pk).

Afb. 7.3. Hetze
pe als dat van
uit de jaren der
Lancia/Fiat toe
mex-modellen
tachtig. In de L
via Volumex we
burateur ook v
Roots-compres
plaatst. De aar
beurde via tan

Afb. 7.2. Ook de in principe al bejaarde Offenhauser-viercilindermotor vierde dank zij de uitlaatgasturbocompressor een verrassende comeback. Bij een vuldruk van 2,7 bar leverde de voor Indy-races ontwikkelde 2,8 liter-motor meer dan 600 kW (800 pk).

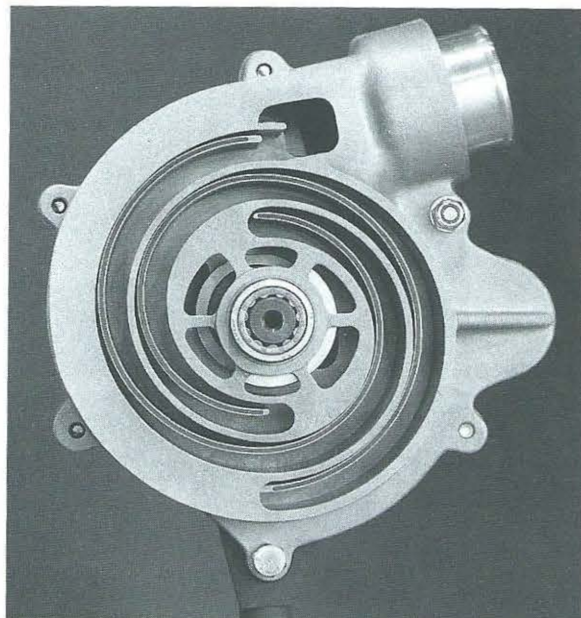


een betere vulling worden bereikt dan als de motor het mengsel alleen maar aanzuigt. Tot deze conclusie kwamen de technici al tamelijk vroeg in de geschiedenis van de automobielbouw. Zij gebruikten voor drukvulling tamelijk rudimentaire mechanische luchtpompen (bij voorbeeld de Roots-blower), om de lucht die niet



Afb. 7.3. Hetzelfde principe als dat van de Bugatti uit de jaren dertig paste Lancia/Fiat toe bij de Volumex-modellen in de jaren tachtig. In de Lancia Trevia Volumex werd de carburateur ook voor de Roots-compressor geplaatst. De aandrijving gebeurde via tandriemen.

Afb. 7.4. VW betrad nieuwe paden met de G-lader. Deze spiraalcompressor blinkt uit door een hoog rendement en een snelle drukopbouw. Hij wordt door de krukas door een tandriem aangedreven. In vergelijking tot de turbo is de montageruimte groot.



door de motor vrijwillig werd ingenomen, in de cilinder te persen. Dergelijke 'geblazen' aandrijvingen gingen de automobielgeschiedenis in als zijnde compressormotoren. Zij beheersten voor de oorlog de circuits en waren ook in een aantal serie-auto's te vinden. Deze methode was toen de enige om een hoog specifiek vermogen te bereiken.

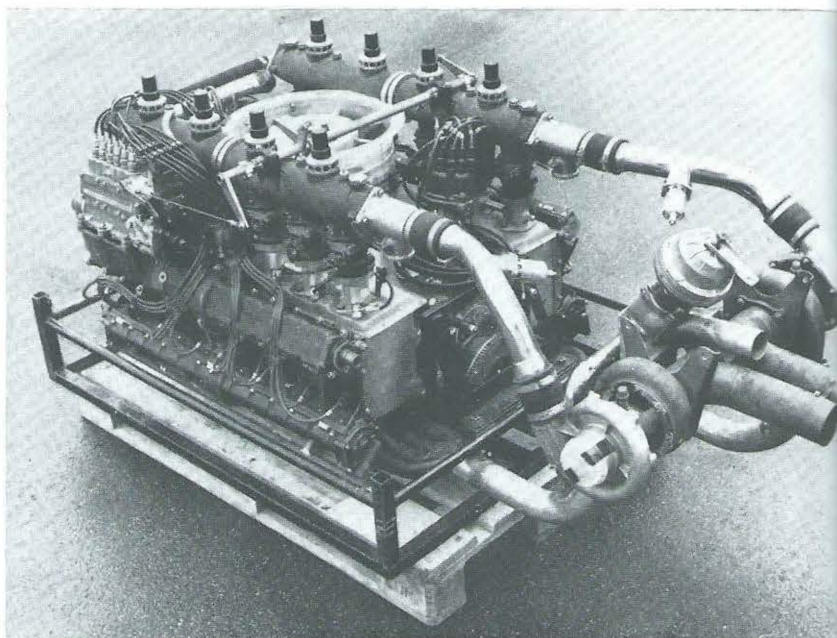
Het tijdperk van de klassieke compressormotor eindigde kort na de Tweede Wereldoorlog. In eerste instantie gaven autosportreglementen de voorkeur aan motoren zonder drukvulling (dus met atmosferische aanzuiging), aan de andere kant verkreeg de moderne motorenontwikkeling ook zonder drukvulling respectabele specifieke vermogens. Ook voor inbouwen achteraf bleken de mechanische compressors van voor de oorlog minder geschikt, omdat zij voor hun eigen aandrijving relatief veel vermogen nodig hadden en zodoende een laag rendement opleverden. Tegenwoordig wordt de Roots-blower hoofdzakelijk in Amerikaanse Dragster-motoren gebruikt, die, vanwege de combinatie van hoge vuldrukken en bruikbare compressieverhoudingen met een uitzonderlijk klopvaste brandstof worden gestookt. Pas met de wedergeboorte van de drukvulling in de jaren tachtig, uitgelokt door het turbo-tijdperk in de autosport, werd ook de mechanische drukvulling weer verder ontwikkeld. Fiat en Lancia bouwden een met een op het Roots-principe geïnspireerde viercilinder (Volumex); andere mechanische uitvoeringen kwamen het ontwikkelingsstadium niet te boven. Alleen de door VW ontwikkelde com-

pressor met spiraal - de G-lader - vond zijn weg in de serieproduktie.
De reden dat de mechanische compressors zich niet hebben doorgezet, is de voortvarende doorontwikkeling van de turbocompressor, die - vóór het sensationele succes in de autosport - slechts voorbehouden was aan vliegtuigmotoren en grote diesels. Het toepassen van de turbo die de bijna gratis vulenergie haalt uit het thermodynamisch gebruik van hete uitlaatgassen, is echter ook een zeer geschikte methode, het vermogen van serie-motoren te verhogen. Als eerste heeft de turbo zich in de Amerikaanse autosport bewezen, in het bijzonder in Indianapolis en soortgelijke races (Indycar), gebaseerd op het Indy-reglement. De meest succesvolle motoren waren daar de 2,8 liter-motoren met turbocompressor. Vanaf 1970 hebben in Indianapolis alleen motoren met turbo de overwinning behaald. Alle deelnemers startten met dergelijke motoren, hetgeen gezien het aantal geboden mogelijkheden opvallend genoemd kan worden. Ook bij de Can-Am-races in de jaren zeventig degradeerde de geblazen Porsche 917/10 Turbo met meer dan 810 kW (1100 pk) uit slechts 5,4 liter cilinderinhoud de atmosferisch aanzuigende motoren grondig tot een statische rol in de race. Niet alleen in de autosport (Formule 1) begon de turbomotor haar zegetocht. Ook voor de toepassing bij serie-auto's schijnt dit principe tot vermogensverbetering zonder wezenlijke constructieve motorwijzigingen nog een grote toekomst te hebben.

7.2 De turbocompressor

De turbocompressor is in principe bijna net zo oud als de auto zelf. Hij werd al in het begin van deze eeuw door de Zwitserse ingenieur Büchi uitgevonden. Het viel hem op dat verbrandingsmotoren onnodig veel energie in de vorm van hete, onder druk staande uitlaatgassen uitstootten. Dat is ook tegenwoordig nog het geval. Deze hete uitlaatgassen-onder-druk laten zich echter met een turbine weer gebruiken. Dat wil zeggen, als men in de hete onder (over-)druk staande uitlaatgasstroom een turbine plaatst, is het mogelijk een deel van de uitlaatgasenergie in mechanische arbeid om te zetten. Als eerste kwam de heer Büchi op het idee aan de turbine-as een kleine luchtpomp te koppelen. Hiermee was de turbocompressor, kortweg turbo genoemd, geboren.
In de turbo drijft dus een door de hete uitlaatgassen doorstroomde turbine een aan dezelfde as gekoppelde luchtpomp (in de vorm van een centrifugaalpomp) aan. Deze centrifugaalpomp kan dienen om de benodigde, gecomprimeerde lucht - dat wil zeggen

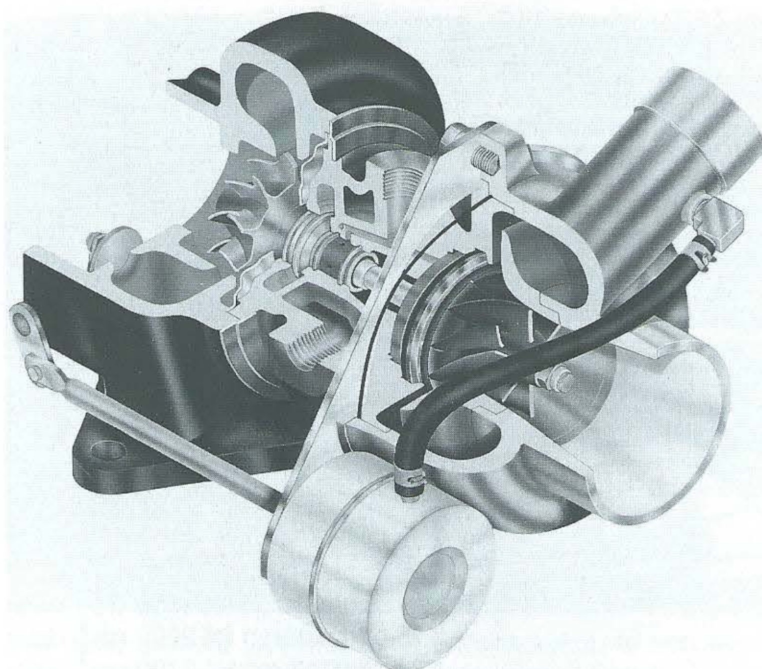
Afb. 7.5. De Porsche vijfliter-turbo-wedstrijdmotor. Deze kan ruim 930 kW (1250 pk) leveren; de massa bedraagt slechts 280 kg. Dit is dus een specifieke massa van 0,3 kg/kW (0,22 kg/pk) wat alleen met drukvulling te bereiken is.



onder overdruk - naar de motor te leiden. Daardoor stijgt het vermogen van de motor, zonder dat mechanische energie ten behoeve van het drukvulproces aan de motor wordt ontnomen.
Als stromingsmachine met zeer hoog toerental - vaak ver boven de 100.000 1/min - is de turbo relatief klein en licht van gewicht. De belangrijkste fabrikanten van turbocompressoren zijn de Duitse firma KKK (Kühnle, Kopp & Kausch), de Amerikaanse turbospecialist Garrett, het Britse bedrijf Holset en de Japanse turboproducent IHI. De genoemde firma's hebben turbocompressoren van verschillende grootten in het leveringsprogramma en dus ook voor alle vermogens. De keuze en een optimale aanpassing van de turbo aan de motor zal in ieder geval samen met de fabrikant bekeken moeten worden. In de praktijk is de keuze voor de bouwer van kleine turbomotoren, zoals die in personenwagens worden toegepast, relatief eenvoudig. Men verstrekt aan de turbocompressorfabrikant de nodige basisgegevens van de motor, die op grond hiervan de passende turbo uitzoekt. De hiervoor benodigde basisgegevens zijn:

- slagvolume
- maximumtoerental
- maximumvermogen
- vermogensverloop

Op grond van deze gegevens kan tamelijk exact de compressorgrootte en de daarmee samenhangende componenten bepaald worden. Binnen dit geheel zijn wederom verschillende turbinehui-



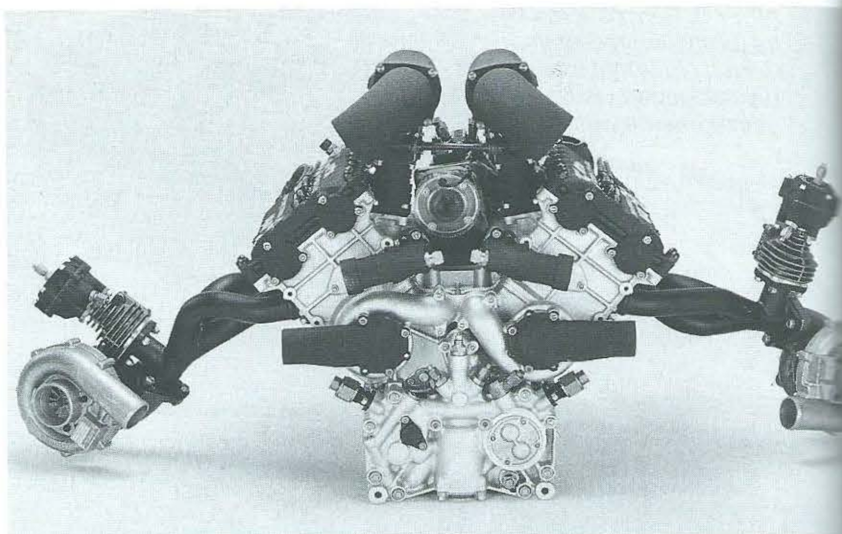
Afb. 7.6. Een moderne kleine turbocompressor van Garrett (T15) met vloeistofgekoeld lagerhuis en geïntegreerde wastegate

zen mogelijk, die overeenkomstig de wensen van de motorenfabrikant worden aangemeten. Hierbij geldt de volgende principiële samenhang:

– hoog koppel in onderste toerenbereik - kleine turbine
– hoog vermogen - grote turbine

De firma KKK (Kühnle, Kopp & Kausch), zijnde de belangrijkste producent van turbocompressoren in Europa, heeft bij voorbeeld in de moderne K-serie zes typen in het leveringsprogramma (van K1 tot K6). Deze dekken een vermogensbereik (met drukvulling) van ongeveer 37 kW (50 pk) tot 1030 kW (1400 pk). Voor de in personenauto's toegepaste (relatief) kleine motoren zijn alleen de lager genummerde series (K0, K1 en K2) geschikt. Dat wil zeggen dat de series K0 en K1 voor een vermogensbereik van 37 kW (50 pk) tot 88 kW (120 pk) bestemd zijn; de serie K2 wordt toegepast voor het meest voorkomende vermogensbereik, zijnde van 74 kW (100 pk) tot 257 kW (350 pk). Gemeenschappelijk kenmerk van een serie is meestal het lagerhuis. Voor iedere serie staan verschillende compressorgrootten en turbinehuizen ter beschikking. Daarmee is het mogelijk binnen een serie af te stemmen op de onderscheidene gebruiksdoeleinden en specifieke eisen van een bepaald motorontwerp. In de serie K1 zijn twee varianten en in de serie K2 voor personenauto's zijn drie varianten leverbaar. Deze kunnen naar de volgende cilinderinhoudsklassen worden onderverdeeld:

Afb. 7.7. De Porsche TAG-motor was een van de meest succesvolle Formule 1-motoren uit het turbotijdperk. Zonder restrictie lag het vermogen boven de 750 kW (1000 pk) bij een slagvolume van slechts 1,5 liter.



- K14 ottomotoren tot 1800 cm^3, dieselmotoren tot 2000 cm^3
- K16 ottomotoren tot 2200 cm^3, dieselmotoren tot 3200 cm^3
- K24 ottomotoren tot 2700 cm^3, dieselmotoren tot 3800 cm^3
- K26 ottomotoren tot 3400 cm^3, dieselmotoren tot 4200 cm^3
- K27 ottomotoren tot 4500 cm^3, dieselmotoren tot 5200 cm^3

Deze onderverdeling geldt voor motoren met drukvulling bestemd voor serieproduktie en gebruik op de openbare weg. Voor competitiemotoren zijn relatief grote turbo's nodig. Als de K2-serie hier niet voldoende is, kan men, zoals bij de Renault Formule 1 Turbo, twee K2-turbo's toepassen of, zoals bij de BMW Formule 1, één exemplaar uit de serie K3.

7.3 Vermogen en turbodruk

Het kleinste probleem bij turbomotoren is het verkrijgen van genoeg vermogen. Omdat de turbo met toenemend toerental steeds meer lucht onder steeds groter wordende druk naar de motor toevoert, ondervindt dit bij hogere toerentallen ook geen weerstand van betekenis. Het vermogen van een turbomotor stijgt in principe proportioneel met de vuldruk. Het vermogen van de turbomotor wordt echter wel begrensd door de detonatiegrens, als het mengsel niet controleerbaar verbrandt, dus op momenten waarvoor de ontwerper niet heeft gekozen (ook wel - overigens onjuist - met zelfontsteking betiteld). Een ander probleem is de stijfheid van het drijfwerk. Lagers, drijfstangen, zuigers, cilinderkop enz. moeten een veel hogere belasting kunnen verdragen.

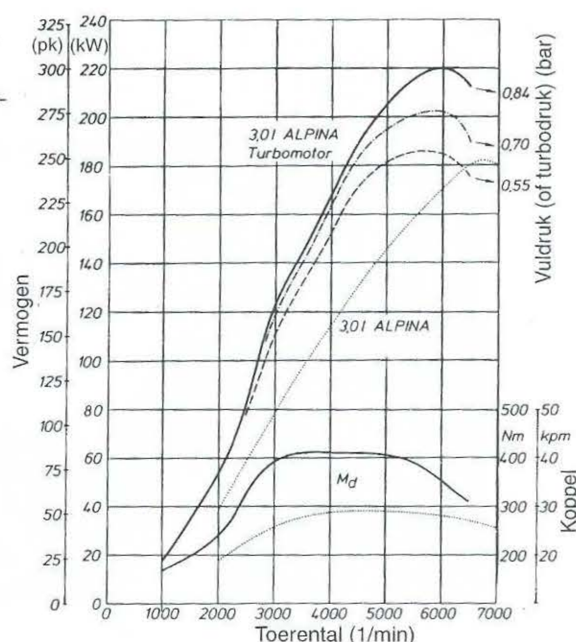


Afb. 7.8. Vanwege de achterin geplaatste motor ligt de tussenkoeler horizontaal onder de achtervleugel. De Porsche Turbo was de eerste serieproduktieauto met een grote, effectieve tussenkoeler.

Een grote stijfheid van motorblok en cilinderkop is een eerste voorwaarde voor een dergelijke vermogensvergroting. Drukvulling veroorzaakt overigens ook een hogere thermische belasting van de motor. Hiermede moet al rekening worden gehouden door bij voorbeeld het monteren van kleppen die hogere temperaturen kunnen verdragen. Ook het koelsysteem moet aan de grotere warmteontwikkeling worden aangepast, door het monteren van een grotere radiateur, een grotere luchtverplaatsing bij luchtgekoelde motoren, alsmede door een (meer) effectieve oliekoeling. Een verschijnsel bij turbomotoren is ook dat door verwarming (in het compressorhuis) van de vullucht de thermische belasting toeneemt. Tussenkoelers (intercoolers) verminderen dit effect. Bij alle moderne turbomotoren wordt bovendien de zeer hoog belaste zuigerbodem van onderaf met smeerolie bespoten, teneinde een betere warmte-afvoer te realiseren.
De hoogte van de vuldruk van een willekeurige motor is afhankelijk van het doel waarvoor men de motor gaat inzetten en het gewenste vermogen. Welke invloed de vuldruk op het vermogen van de motor heeft, kan men binnen zekere grenzen inschatten. Neemt men aan dat de vermogenstoename direct proportioneel met het drukverloop is - in werkelijkheid is zij minder - dan verkrijgt men de volgende formule (min of meer een vuistregel):

$$\text{vermogen met drukvulling} = \text{vermogen zonder drukvulling} \cdot \frac{p}{p_b}$$

Afb. 7.9. *Deze grafiek toont de relatie tussen het vermogensverloop en de vuldruk bij een Alpina-drie-litermotor*

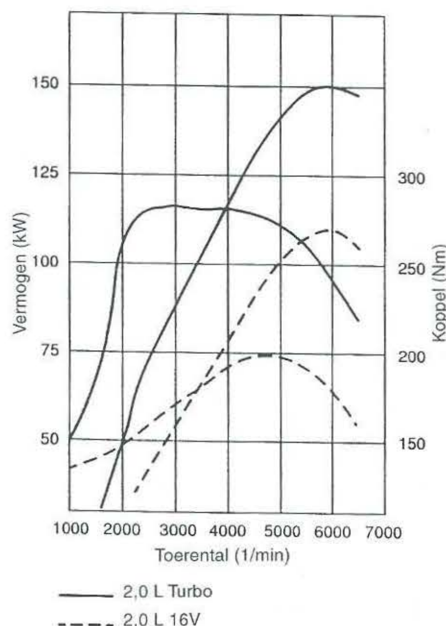


p is in dit geval de absolute vuldruk. Als, zoals gewoonlijk, de vuldruk als overdruk wordt aangegeven (vuldruk = drukverschil tussen absolute vuldruk p en atmosferische druk p_b), moet ter bepaling van de drukverhouding steeds de absolute druk gehanteerd worden. Er dient op gelet te worden dat het vermogen zonder drukvulling van een turbomotor in principe meestal lager is dan dat van een atmosferisch aanzuigende motor die niet is aangepast voor drukvulling. De oorzaak hiervan is de geringere compressieverhouding - dus lagere basis-compressie - van de turbomotor. Als uitgangspunt voor de hoogte van de vuldruk, verdeeld naar toepassing, gelden bij benadering de volgende waarden (overdruk):

- turbo's (serie) voor straatgebruik: 0,4-0,8 bar
- sport- en rallyauto's: 0,8-1,5 bar
- Formule 1 en andere raceauto's: 1,8-2,4 bar

In de serieproduktie tendeert het naar hoger gecomprimeerde turbomotoren met een lagere vuldruk, terwijl men in de autosport door diverse extra voorzieningen, bij voorbeeld water-injectie, een steeds hogere vuldruk wil bereiken.

In alle gevallen moet de vuldruk bij een automotor, door zijn overwegend instationaire (wisselende) gebruiksomstandigheden, worden geregeld. Is het niet om het vermogen te begrenzen, dan is het wel om een zekere levensduur te garanderen of - en dat is heel wezenlijk - om de vermogenskarakteristiek en het gebruik (driveability) van de turbomotor te verbeteren.



Afb. 7.10. De grafiek toont de aanzienlijke vermogens- en koppelstijging door turbodrukvulling bij een tweeliter Opel-motor. Maximaal 0,7 bar vuldruk levert bij 3000 1/min een toename van het koppel met ongeveer 100 Nm, hetgeen overeenkomt met ongeveer 1 liter extra slagvolume.

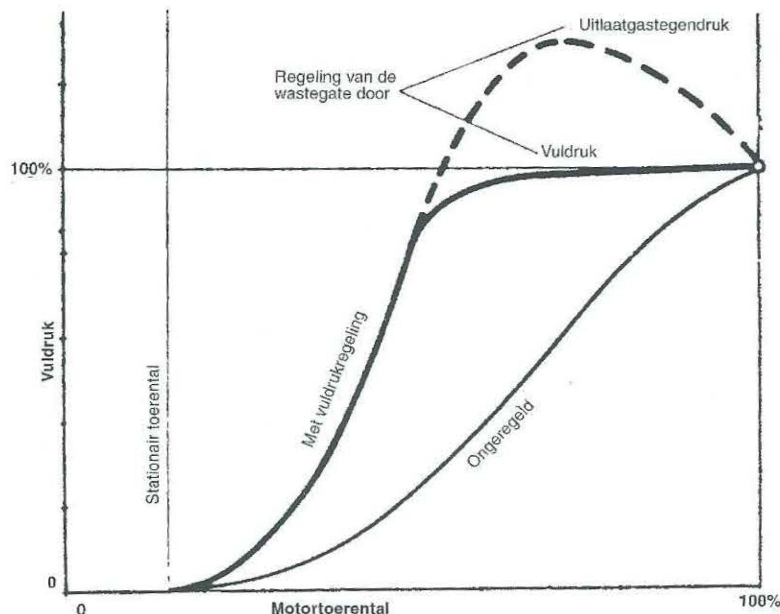
7.4 De vuldrukregeling

Een karakteristiek, voor het toepassen van een zuigermotor nadelig kenmerk is dat in het lage toerentalbereik en lage belasting relatief te weinig en bij hoge toerentallen veel te veel lucht wordt toegevoerd. Een dergelijke vullingskarakteristiek leidt tot motoren met een zwak koppel, die slechts in het bovenste toerenbereik naar tevredenheid lopen en daarbij ook nog het nadeel hebben, instationair, dus bij plotseling accelereren, zeer traag te reageren. Omdat de vuldruk op grond van maximale motorbelasting zonder meer moet worden begrensd, mag het duidelijk zijn, dat het belangrijk is, door een zinvolle regeling van het drukvulverloop de inherente nadelen van de drukvulling met een turbocompressor te elimineren of op zijn minst te reduceren.
De begrenzing c.q. de regeling van de vuldruk is op verschillende wijzen mogelijk, echter, niet iedere mogelijkheid leidt tot het gewenste effect. De gebruikelijke methoden zullen wij hier beschrijven.

7.5 Ongeregelde drukvulling

In dit geval wordt de turbo zo gekozen dat de begrenzing van de vuldruk geschiedt door de maximaal bereikbare drukverhouding

Afb. 7.11. Zonder vuldrukregeling zou de maximumvuldruk pas laat worden bereikt. De aansturing van de wastegate door de uitlaatgastegendruk geeft een aflopende karakteristiek.



bij vol vermogen. Dit betekent dat de maximumvuldruk in het bereik van het toerental, waarbij het maximumvermogen wordt geleverd, afbouwt. In het middelste en lage toerenbereik heeft de motor weinig vermogen en koppel. Het reageren op gasgeven gaat slecht. Voor het gebruik op de openbare weg is de ongeregelde drukvulling voor ottomotoren niet geschikt, voor competitiedoeleinden, waarbij hoofdzakelijk op vol vermogen wordt gereden, is deze methode in veel gevallen voldoende.

7.6 Regeling van de vuldruk vanaf de inlaatzijde

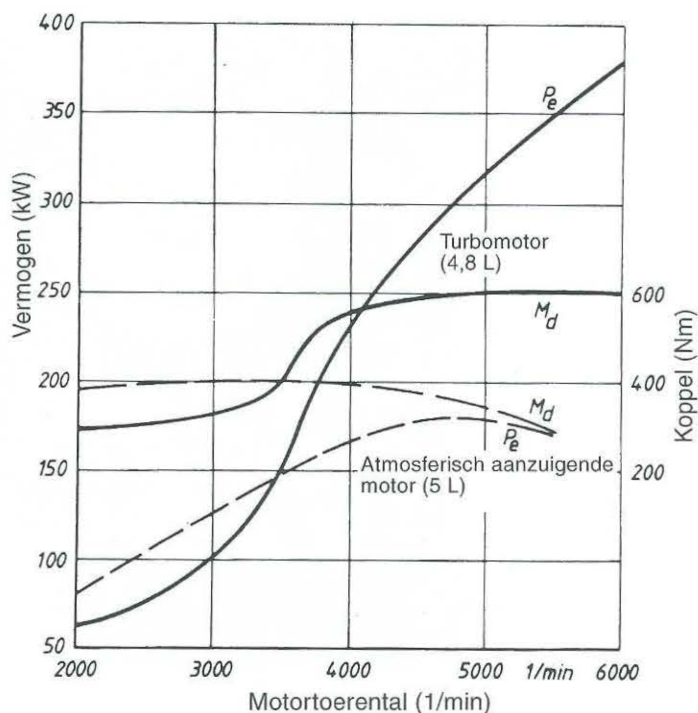
Bij deze methode wordt een afblaasklep (wastegate) gemonteerd in de onder volle vuldruk staande luchttoevoer tussen compressoruitlaat en motorinlaat. Bij het bereiken van een bepaalde, op een individuele motor afgestelde vuldruk, opent de klep en laat de voorgecomprimeerde lucht hetzij - zoals bij racemotoren - weer in de open lucht of, bij motoren voor gebruik op de openbare weg in het luchtfilter c.q. aanzuiggedeelte voor de compressor. De regeling aan inlaatzijde werd aanvankelijk door BMW in de wedstrijdsport toegepast en later in de eerste Duitse turbo-personenauto, de BMW 2002 Turbo. Ook de door de Zwitserse ingenieur Michael May ontwikkelde turbo-ombouwsets voor Ford- en Opel-motoren hadden deze regelmethode.

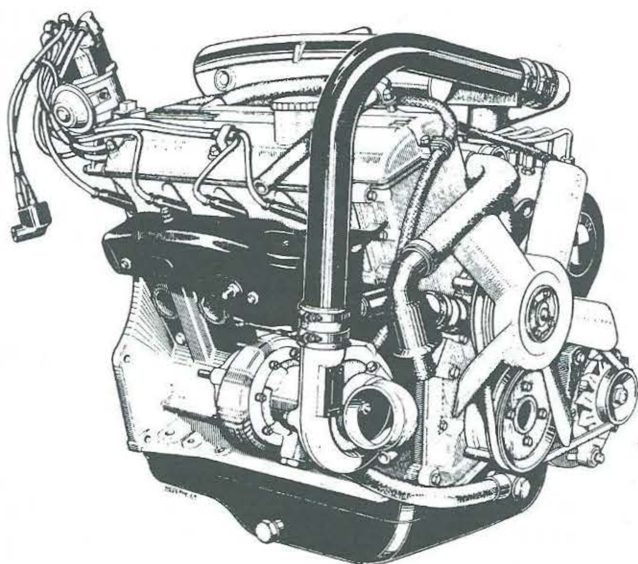
Afb. 7.12. De gr het vermogens- verloop bij niet- de drukvulling. hier een Merced tor voor recordri de C111/IV met slagvolume. Op de nog bij 6000 sterk oplopende genscurve.

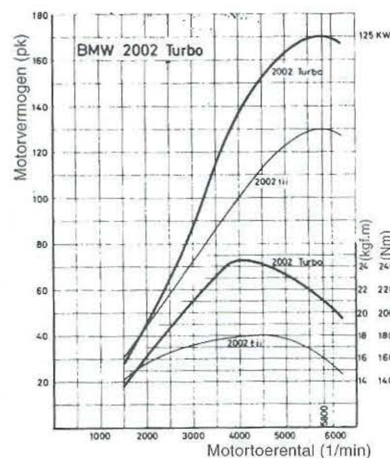


Afb. 7.13. De eer 1974. In de verm ook bepaald niet

Afb. 7.12. De grafiek toont het vermogens- en koppelverloop bij niet-afgeregelde drukvulling. Het betreft hier een Mercedes V8-motor voor recordritten met de C111/IV met 4,8 liter slagvolume. Opvallend is de nog bij 6000 1/min sterk oplopende vermogenscurve.

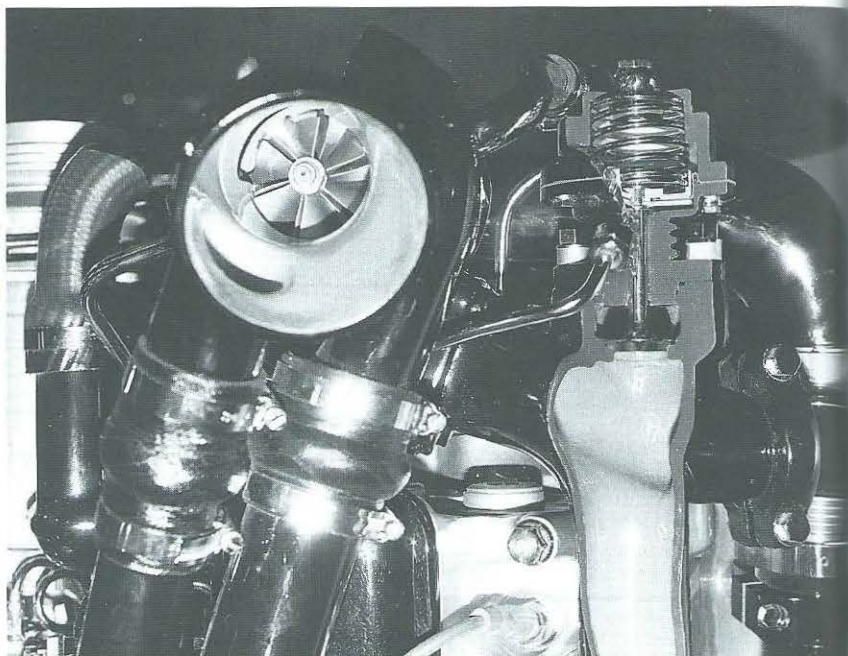


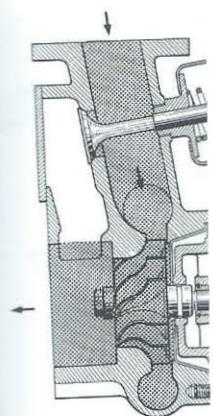




Afb. 7.13. De eerste gebruiksvriendelijke seriemotor met uitlaatgasdrukvulling realiseerde BMW in 1974. In de vermogensgrafiek is duidelijk de overmacht van de turbomotor ten opzichte van de ook bepaald niet zwakke Tii-motor te zien. De vuldrukregeling gebeurde vanaf inlaatzijde.

Afb. 7.14. Turbocompressor en separate wastegate bij een Bentley Turbo. Door drukvulling met een relatief lage druk (circa 0,5 bar) activeert Bentley de eerwaarde Rolls-Royce V8 en daardoor levert deze 224 kW (300 pk) uit 6,75 liter slagvolume bij een zeer laag toerental (circa 4000 1/min).



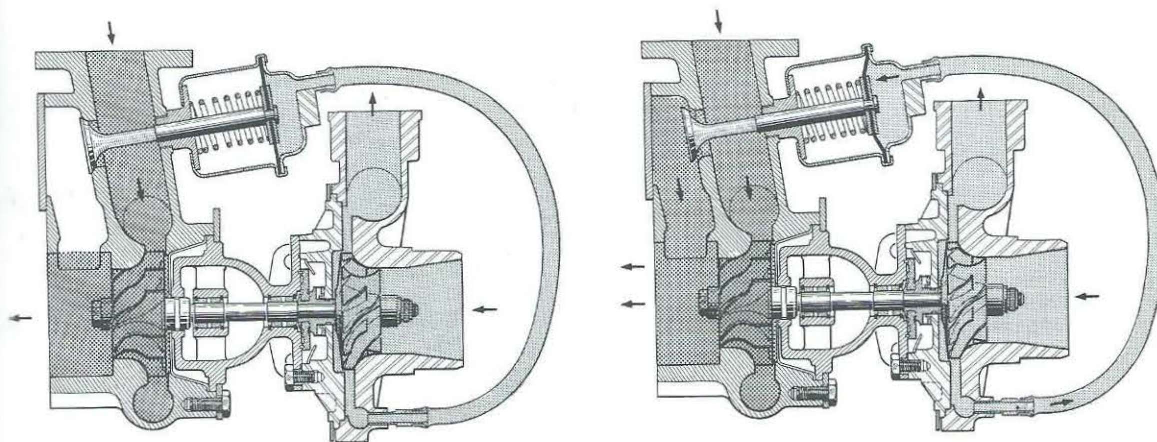


Afb. 7.15. De vu gashoeveelheid de regelklep. De

De nadelen van deze regeling zijn zo groot, dat zij bij de meeste turbo-voertuigen niet meer wordt toegepast. Zo is afhankelijk van de uitvoering al in het middelste toerenbereik voldoende vuldruk voorhanden, maar op dat moment wordt al wat voorgecomprimeerde lucht afgeblazen, hetgeen verlies van rendement betekent. Een ander nadeel van deze drukregeling is het feit dat de turbine, net als bij de ongeregelde drukvulling, voor het totale uitlaatgasvolume ontworpen moet worden. Dit beperkt niet alleen de regelmogelijkheden, maar vereist ook een relatief grote turbine die dienovereenkomstig (door de massatraagheid) slecht op gang komt. Motoren met deze regeling gedragen zich in het gebruik net als ongeregelde motoren.

7.7 Regeling van de vuldruk vanaf de uitlaatzijde

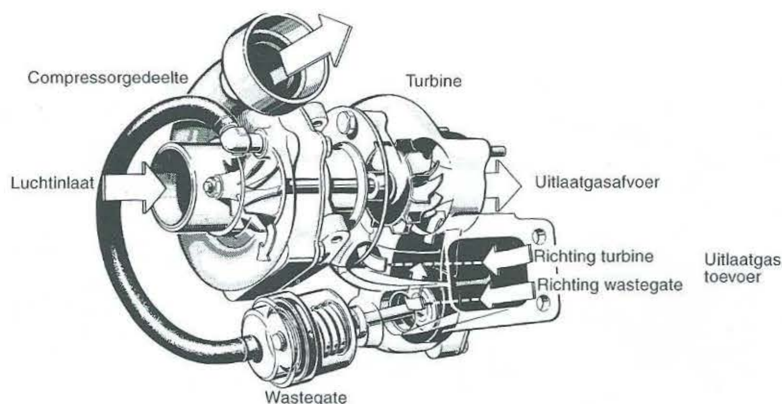
De regeling van de turbodruk door de uitlaatzijde behelst een regeling van de vuldruk door de gasdoorlaat in de turbine te begrenzen. Hiertoe wordt aan de uitlaatzijde tussen motoruitlaat en turbine-inlaat een zogenaamde bypass-klep (wastegate) ingebouwd, die afhankelijk van een bepaald signaal opent en een deel van het uitlaatgas via een omleiding om de turbine direct in het uitlaatsysteem voert. Afhankelijk van de uitvoering wordt bij vollast 20 tot 40 procent van het totale uitlaatgasvolume om de turbine



Afb. 7.15. De vuldrukregeling door een veerbelaste wastegate. Links: gesloten; de totale uitlaatgashoeveelheid moet door de turbine. Rechts: geopend; een deel van het uitlaatgas ontkomt via de regelklep. De regeldruk (in dit geval p_2) wordt afgetapt uit het turbinehuis.

geleid. De overige 60 tot 80 procent drijft de turbine aan en zorgt dus voor vuldruk. Het voordeel van deze methode is, dat door de gedeelde uitlaatgasstroom beduidend kleinere turbines en dienovereenkomstig kleinere turbocompressoren gebruikt kunnen worden. Daardoor is al bij een relatief laag motortoerental hoge vuldruk voorhanden. Bovendien laat dit soort regeling een op het individuele verloop van de vuldruk aangepaste regelklep toe. De vanaf uitlaatzijde geregelde turbomotoren beschikken over het algemeen over een goed koppelverloop en reageren goed op het gaspedaal. De drukregelklep (wastegate) kan enerzijds in de turbocompressor geïntegreerd zijn en anderzijds - dat is bij ottomotoren meestal nodig vanwege de hoge temperaturen - apart gemonteerd zijn op een relatief koele plaats. Constructief zijn diverse uitvoeringen van de drukregelklep mogelijk. Bij KKK wordt in het algemeen een membraanklep toegepast, terwijl Garrett bij de geïntegreerde drukregelklep een kantelbare (vlinder-)klep toepast. In principe wordt het membraan c.q. de vlinderklep door veerdruk gesloten gehouden. Tegen de in de drukcapsule gemonteerde veer werkt als tegenkracht de regeldruk. Met behulp van de veerspanning kan de vuldruk worden afgesteld, dat wil zeggen, hoe groter de veerspanning des te hoger de regeldruk. Deze stelmogelijkheid is er alleen ten behoeve van een basisinstelling, dus ter begrenzing van de maximumvuldruk. Bij serievoertuigen is uit veiligheidsoverwegingen de veerspanning vast afgesteld en verzegeld. Bij wedstrijdmotoren kan men de veerspanning door middel van een stelschroef afstellen, hetgeen de maximumvuldruk beïnvloedt en daarmede ook het motorvermogen.

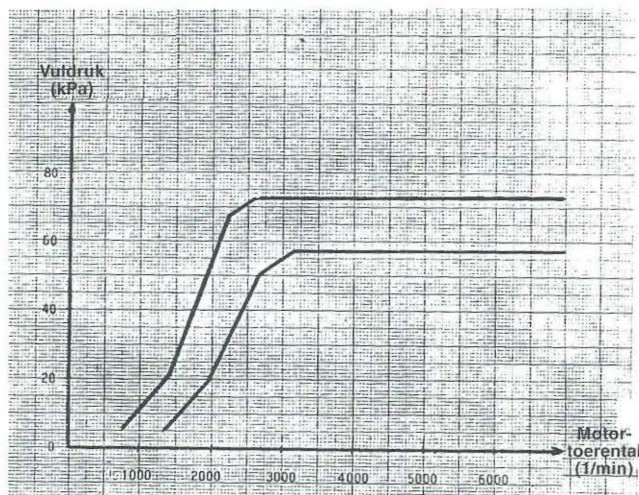
Afb. 7.16. De illustratie toont een Garrett-turbocompressor met een vuldrukgestuurde wastegate. Bij moderne turbomotoren wordt de wastegate elektronisch aangestuurd. De op de membraan werkende vuldruk is dan geen primaire parameter meer, maar in de eerste plaats een bedieningsdruk.



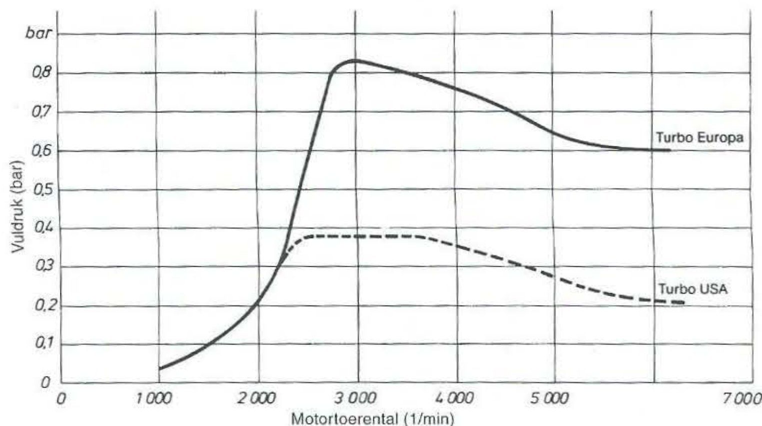
Voor de hoogte van de vuldruk is dus primair de veer in de regelklep van belang; voor het verloop van de vuldruk de als sturingsfactor gekozen regeldruk (stuurdruk). Van de verschillende ter beschikking staande combinatiemogelijkheden zijn de volgende in de praktijk effectief gebleken.

p_2-regeling

De meest toegepaste regeling - de p_2-regeling - heeft als regeldruk de vuldruk (p_2 = druk onmiddellijk na de compressor). De vuldruk werkt dus op de ene zijde van de drukcapsule, aan de andere zijde ligt p_b (de omgevings-/atmosferische druk), zodat als tegenkracht alleen de veer fungeert. Deze methode is eenvoudig en betrouwbaar, omdat slechts twee parameters het drukverloop bepalen. Daarbij komt nog dat voor de regeling schone, gecomprimeerde lucht wordt gebruikt. Nadeel van de p_2-regeling is het eerst sterk



Afb. 7.17. Het werkelijke vuldrukverloop gerelateerd aan het motortoerental van een Volvo-turbomotor (B21 ET) onder vollast. Het betreft hier een typische p_2-regeling. De onderste lijn geeft het verloop bij de zwakkere USA-uitvoering van diezelfde motor.



Afb. 7.18. De grafiek toont het typerende verloop van een p_3-regeling met dalende karakteristiek. Het betreft hier een Audi-vijfcilinder-turbomotor.

stijgende en dan gelijkblijvende óf het licht stijgende vuldrukverloop. De aanpassing is daardoor niet altijd optimaal. Om een licht aflopende karakteristiek te verkrijgen, wordt bij moderne turbocompressoren de regeldruk (p_2) al bij het begin van het compressorhuis afgetakt.

p_3-regeling

De p_3-regeling gebruikt als regeldruk de uitlaatgastegendruk voor de inlaat van de turbine. Op de ene zijde van de drukcapsule werkt p_3, op de andere zijde omgevingsdruk (p_b) en de veerspanning. Omdat het verloop van de uitlaatgastegendruk (p_3) progressief is, dat wil zeggen dat hoge belasting en hoog toerental de stuwdruk vóór de turbine overproportioneel laten stijgen, is het mogelijk een strakke veer te gebruiken. Dit leidt wederom tot een sterke stijging van de vuldruk in het middelste toerengebied (zie grafiek), die dan door verder openen van de vuldrukregelklep weer afbouwt. Het gevolg van dit drukverloop is voldoende vermogen en koppel in het onderste toerengebied. Nadelen van de p_3-regeling zijn het inleveren van topvermogen en het feit dat heet, verontreinigd uitlaatgas voor de regeling wordt gebruikt. Dit laatste kan leiden tot functiestoringen van de regelklep.

p_2/p_1-regeling

Bij deze gecombineerde regeling wordt als regeldruk de vuldruk (p_2) en de druk voor de ingang van de compressor (p_1) gebruikt. Op de ene zijde van het membraan werkt dus p_2, op de andere zijde p_1 en de veer. Omdat p_1 met toenemende belasting en toerental tengevolge van luchtweerstandsverliezen in het inlaatgedeelte afneemt, veroorzaakt dit - vergeleken met p_b - een

grotere terugval in druk. Hierdoor is het mogelijk een strakkere veer te gebruiken, hetgeen dan tot een degressieve, een met de p_3-regeling vergelijkbare, karakteristiek leidt. Een nadeel kan onder bepaalde omstandigheden een zekere afhankelijkheid van het regeldrukverloop zijn veroorzaakt door de mate van vervuiling van het luchtfilter.

p_3/p_1-regeling

Als regeldrukken worden gebruikt de uitlaatgastegendruk (p_3) en de druk voor de ingang van de compressor (p_1). Op de ene zijde van het membraan werkt dus p_3, op de andere zijde p_1 en de veer. De karakteristiek is gelijk aan die van een zuivere p_3-regeling, overigens, op grond van eerdergenoemde reden, met versterkt degressieve tendens. Bij de p_3-regeling vermelde nadelen komt nog de invloed van een vervuild luchtfilter.

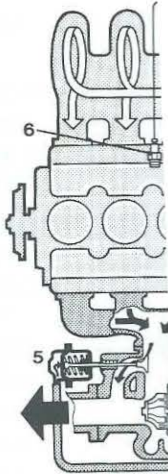
p_2/p_4-regeling

Deze combinatie gebruikt de vuldruk en de uitlaatgastegendruk achter de turbine (p_4) als regeldruk. Daarbij werken p_2 én p_4 op de ene zijde van het membraan en werken daardoor te zamen tegen de veerspanning. Tengevolge van de drukval (van p_2 naar p_4) stroomt gecomprimeerde lucht door een kleine opening in de uitlaat. Omdat de uitlaatgastegendruk met grotere doorlaat toeneemt, wordt de drukregelklep bij hoger vermogen verder geopend dan in het middengebied. Daardoor bouwt de vuldruk in het bovengebied weer af. Het gevolg is een degressieve karakteristiek zoals bij de p_1/p_3-regeling.

Wastegate met vrije stuurdruk

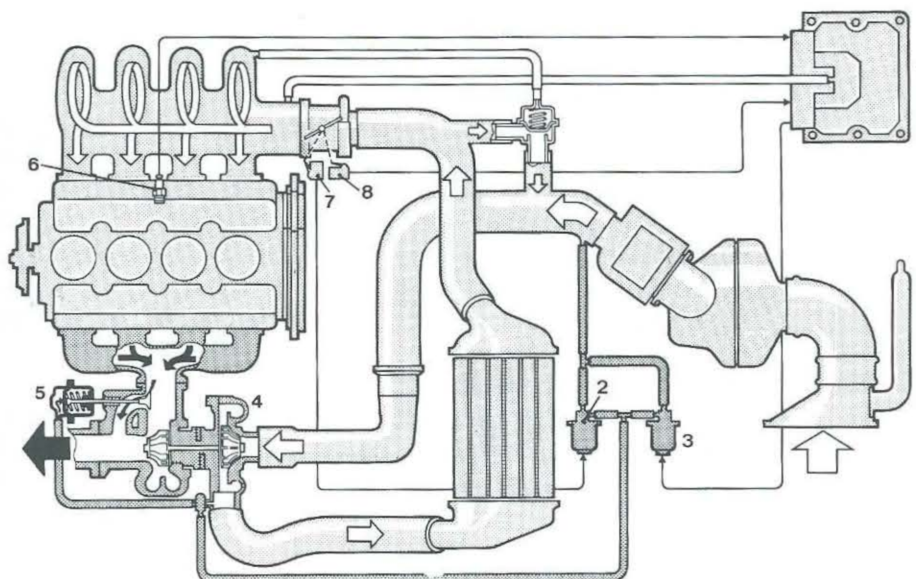
Bij de tot nu toe beschreven methoden met betrekking tot drukregeling vanaf uitlaatzijde, werd als enige parameter meestal de vuldruk of andere systeemdrukken als regeldruk voor de vuldrukregelklep aangehaald. Ondanks vele variatiemogelijkheden zijn aan deze soort wastegate-regeling nadelen verbonden, inzoverre, dat daardoor het te bereiken vuldrukverloop niet parallel loopt met het noodzakelijk gewenste vuldrukverloop. Het grootste nadeel is dan dat de voorspanning van de veer in de vuldrukcapsule tamelijk hoog moet zijn, gelet op het bij vollast benodigde vuldrukniveau. Dit heeft tot gevolg dat bij gedeeltelijk geopende gasklep een onnodig hoge vuldruk ontstaat. Deze overtollige vuldruk in deellast moet door de gasklep weer worden verminderd tot een op het motorvermogen afgestemde waarde. De nadelen van deze methode zijn de volgende:

- stijging van de vulluchttemperatuur en de daarmee verlaagde detonatiegrens;

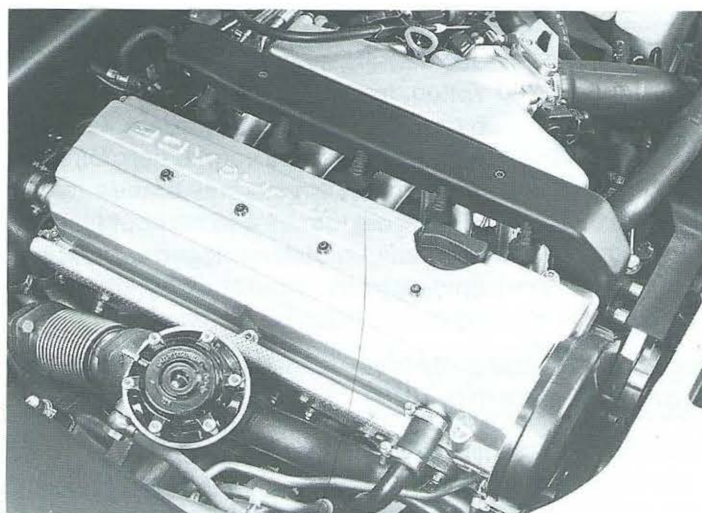


Afb. 7.19. Schema ... werkt tijdens het ac... geling gebeurt elekt... sen van de gasklep... druk in de wastegat...

Afb. 7.20. De motor ... de Audi 100 S4 leve... turbo en vier kleppe... cilinder het aanzienl... vermogen van 169 k... (230 pk) bij 5900 1/r... De wastegate is om ... warmtetechnische r... nen afzonderlijk opg... steld en kent een vri... geling. Alleen al doo... verhoging van de vu... kan tot 195 kW (260 ... worden geleverd.



Afb. 7.19. Schema van de drukvulling en haar regeling van de Lancia Thema Turbo. De motor werkt tijdens het accelereren kort (tot 30 seconden) met een verhoogde vuldruk (overboost). De regeling gebeurt elektronisch door de regeleenheid (1), die als signalen de vuldruk alsook de impulsen van de gasklepschakelaar (7/8) verwerkt. Elektrische kleppen (2 en 3) beïnvloeden de regeldruk in de wastegate (5). Ook worden de impulsen van de pingelsensor (6) verwerkt.



Afb. 7.20. De motor van de Audi 100 S4 levert met turbo en vier kleppen per cilinder het aanzienlijke vermogen van 169 kW (230 pk) bij 5900 1/min. De wastegate is om warmtetechnische redenen afzonderlijk opgesteld en kent een vrije regeling. Alleen al door verhoging van de vuldruk kan tot 195 kW (260 pk) worden geleverd.

- hoge uitlaatgastegendruk vóór de turbine en dientengevolge een verhoogde compressoropbrengst;
- hogere rendementsverliezen, omdat de motor tegen een hoge uitlaatgastegendruk werkt.

Zulke nadelen zijn te vermijden door het toepassen van een vrij-regelende drukregelklep. Vrij-regelend betekent in dit geval dat, afgezien van de vuldruk (of andere systeemdrukken), nog andere parameters het openen van de wastegate bepalen. Door elektronische regelsystemen, welke de verschillende parameters, zoals bij voorbeeld belasting, toerental, vulluchttemperatuur en detoneren in de gaten houden, kan een dergelijke vuldrukregeling worden geoptimaliseerd.

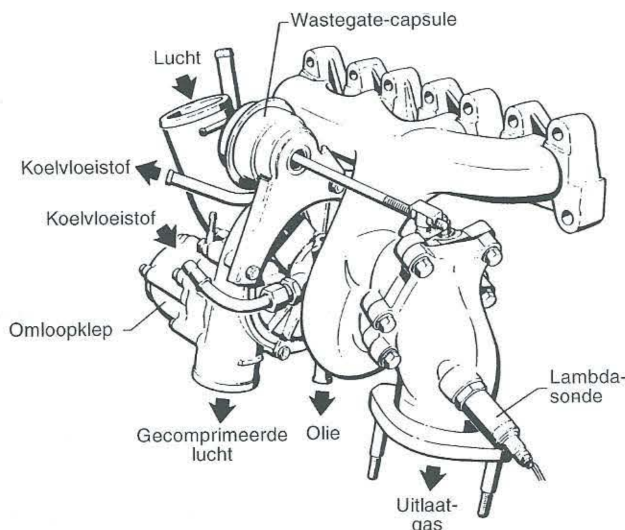
Vrij-regelende drukregelkleppen die hun informatie verkrijgen uit het motormanagementsysteem, zoals een Motronic, vormen bij moderne serie-turbomotoren de stand der techniek. Voor turbotuning - dus achteraf een turbocompressor monteren - zal in het algemeen de drukgeregelde regeling van de wastegate voldoende zijn.

7.8 De handbediende regeling van de vuldruk

Talrijke wedstrijdvoertuigen, maar ook enige turbo's voor op straat, zoals de BMW Alpina B7, beschikken over de mogelijkheid de vuldruk en daarmee het vermogen handmatig te beïnvloeden. Met de zogenaamde boost-knop, welke vanaf de bestuurdersstoel kan worden bediend, kan de vuldruk binnen bepaalde grenzen worden veranderd, teneinde het vermogen aan de omstandigheden aan te passen. Bij wedstrijdauto's dient de handregeling in eerste instantie ertoe de vuldruk tijdelijk te verhogen, om andere deelnemers even snel in te halen óf om een trainingstijd neer te zetten. In dat geval wordt de vuldruk bewust boven de betrouwbaarheidsgrens opgeschroefd. Terughoudendheid is geboden, wil men motorschade voorkomen. Bij turbo's voor de openbare weg wordt in het algemeen vanaf de maximumvuldruk naar onderen afgeregeld, om bij een natte of gladde rijweg een beter rijgedrag te verkrijgen. Het vermogen van de motor komt wat minder bruusk op de wielen.

7.9 De compressieverhouding

De zuigermotor werkt op basis van het thermodynamisch arbeidsprincipe van compressie en expansie. Geen wonder dat de geometrische compressieverhouding een belangrijk basisgege-



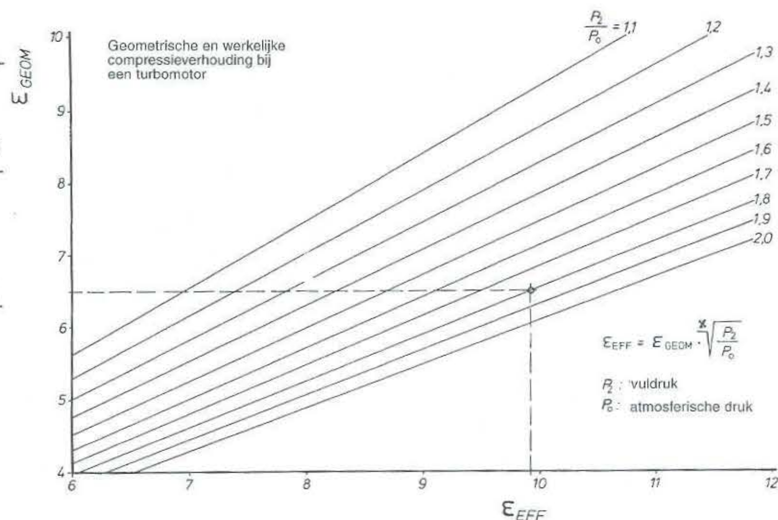
Afb. 7.21. In de Opel Calibra Turbo werd de eerste turbocompressor (KKK) als moduleconstructie toegepast. Turbinehuis en uitlaatgedeelte vormen een geheel, hetgeen massa bespaart en de turbo-lag vermindert. Het lagerhuis is vloeistofgekoeld. Aan de wastegate-capsule is een luchtaansluiting te zien voor de elektrische regelklep, waardoor de eigenlijke aanstuurdruk elektronisch wordt bepaald.

ven is; het is de verhouding tussen de totale cilinderinhoud - dus het slagvolume plus de boven de in BDP staande zuiger bevindende compressieruimte - en de compressieruimte. Deze wordt ook wel basiscompressie genoemd. Ter verduidelijking herinneren wij u nog eens aan de formule voor de geometrische compressieverhouding. Zij luidt:

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

De compressieverhouding is van invloed op de gemiddelde druk, dus het koppel en het vermogen van een motor, evenals op het brandstofverbruik en uitlaatgassamenstelling. Bovendien is de compressieverhouding van aanzienlijk belang voor de temperatuur- en drukbelasting van het drijfwerk.
Bij ottomotoren wordt de compressieverhouding beperkt door het punt waarop een oncontroleerbare verbranding gaat plaatsvinden. Dit wordt de detonatiegrens genoemd. Deze verhindert dat ottomotoren hoger gecomprimeerd gaan worden, dan dat dit uit overwegingen met betrekking tot verbruiks-en vermogensoptimalisering gewenst zou zijn. De detonatiegrens is afhankelijk van de constructieve gegevens van de desbetreffende motor (bij voorbeeld de vorm van de verbrandingsruimte) en de kwaliteit van de gebruikte brandstof. De compressieverhouding ligt voor zuigermotoren voor de in Midden-Europa verkrijgbare brandstoffen tussen de 7,7:1 en 11:1. Voor de benedengrens is normale benzine voldoende, voor de bovengrens is superbenzine met een octaan-

Afb. 7.22. De geometrische compressieverhouding en de effectieve compressie wijken bij een motor met drukvulling sterk van elkaar af. Bij een geometrische compressieverhouding van 6,5:1 en een vuldruk van 1,9 bar (hetgeen overeenkomt met 0,9 bar overdruk, omdat we hier met de absolute druk moeten rekenen) komt de effectieve compressie op 9,9:1.



getal van ten minste 98 RON noodzakelijk. Hetgeen bij ottomotoren storend werkt, is bij dieselmotoren gewenst. Door de hoge compressie van de dieselmotor ontbrandt het mengsel vanzelf, zonder bij voorbeeld elektrische ontstekingsvonken, zodat van een detonatiegrens geen sprake kan zijn. Op zijn minst is te geringe compressie te vermijden om ook onder ongunstige omstandigheden (bij strenge koude) een betrouwbare zelfontsteking mogelijk te maken. Personenautodieselmotoren hebben derhalve een compressieverhouding van 20:1 tot 24:1. Dit maakt dus het economisch gebruik van de dieselmotor mogelijk. Op grond van zijn specifieke verbrandingsproces is daarom de compressieverhouding bij een dieselmotor met drukvulling geen probleem. In het algemeen blijft deze ten opzichte van de atmosferisch aanzuigende motor ongewijzigd; hooguit dat door de hogere drukken veroorzaakte hogere thermische belasting gecompenseerd moet worden door bij voorbeeld zuigerbodemkoeling door oliesproeiers. Een algemeen probleem daarentegen is de compressieverhouding bij de ottomotor met drukvulling. De oorzaak: zoals bekend verondersteld, wordt door de drukvulling het totale drukniveau tijdens het arbeidsproces hoger, zodat de detonatiegrens - als er geen bijzondere maatregelen zijn getroffen - eenvoudig bereikt of overschreden kan worden. Dit omdat er tussen de geometrische compressieverhouding en de daadwerkelijke in de motor plaatshebbende compressie meestal aanzienlijke verschillen bestaan. Zelfs zonder drukvulling ligt de bij de compressieslag bereikte drukverhouding meestal boven de geometrische compressiever-

houding. Dat wordt des te hoger, naarmate er meer mengsel al voor de ingang van de cilinder door drukvulling voorgecomprimeerd wordt. In welke mate deze druk hoger wordt, laat zich met de volgende formule omstandig berekenen:

$$\varepsilon_{eff} = \varepsilon_{geom} \cdot \sqrt[\kappa]{\frac{p}{p_b}}$$

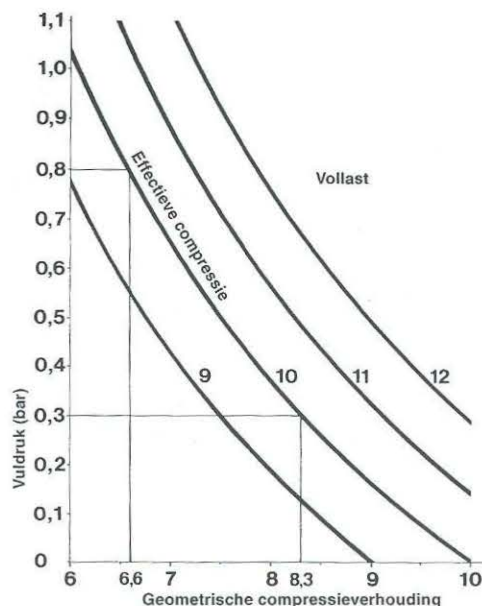
In deze formule betekenen ε (Griekse letter epsilon) de effectieve c.q. geometrische compressie, *p* de vuldruk (absolute waarde), p_b de omgevingsdruk en Κ (Griekse letter kappa) de adiabatische exponent (factor 1,4). Toepassing van de formule levert, onder de vereenvoudigde aanname dat de temperatuur aan het einde van de compressieslag bij motoren met en motoren zonder drukvulling het gelijke niveau bereikt, bruikbare uitgangspunten. De resultaten van deze formule kunnen eenvoudig in een grafiek worden weergegeven, door lineaire curves (lijnen) te gebruiken voor de aanduiding van de vuldruk als parameter. Een andere grafiek, waarin als parameters de lijnen met betrekking tot de constante effectieve compressie worden ingetekend, verduidelijkt de afhankelijkheid van de geometrische compressieverhouding van de vuldruk. In woorden gevat, luidt dit heel eenvoudig:

– Des te hoger de vuldruk, des te geringer de mogelijke geometrische compressieverhouding.

Zo verkrijgt men uit de grafiek voor een gewenste effectieve compressie bij voorbeeld tien verschillende mogelijkheden. Uitgaande van een atmosferisch aanzuigende motor, welke zonder drukvulling een compressieverhouding van 10:1 heeft, moet bij voorbeeld bij een vuldruk van 0,3 bar de compressieverhouding naar 8,3:1 worden teruggebracht; bij een vuldruk van 0,8 bar zelfs naar de relatief lage waarde van 6,6:1.

Een vergelijking van vuldrukken van bestaande turbomotoren toont desalniettemin zekere afwijkingen van deze zuiver theoretisch door toepassing van de formule verkregen samenhang. Het zal blijken dat de effectieve compressie van de motor met drukvulling in het algemeen hoger is dan die van atmosferisch aanzuigende motoren. De reden hiervan is nu eenmaal de gunstig gevormde verbrandingsruimte, die een gereduceerde geometrische compressieverhouding mogelijk maakt (minder wervelstoringen, geringer oppervlak) en de veelal betere ontstekingsinstallatie van een turbomotor. Ook een rol hierin speelt de betere werveling van het mengsel in de verbrandingsruimte. Nog een belangrijke factor die een duidelijke verhoging van de compressie toelaat, is de koeling van de vullucht. De invloed van een effectieve tussen-

Afb. 7.23. Deze curves laten de effectieve compressie zien -onder vollast - in relatie tot de vuldruk en de geometrische compressieverhouding



koeler (intercooler) kan een verhoging van de geometrische compressieverhouding van om en nabij één punt mogelijk maken. Voorbeeld: een motor met drukvulling die zonder deze voorziening al met 8:1 gevaarlijk dicht naar de detonatiegrens loopt, kan met toepassing van een effectief werkende tussenkoeler een geometrische compressieverhouding van 9:1 verdragen.

7.10 Koeling van de vullucht en de hieraan verbonden voordelen

Thermodynamisch beschouwd, betekent koeling van de vullucht een uitbreiding van het totale proces met twee belangrijke functies:

1. een verhoging van de luchtdichtheid bij gelijkblijvende vuldruk;
2. een daling van de luchttemperatuur.

Gerelateerd aan een willekeurige turbomotor betekent dit, dat met toenemende dichtheid een hoger vermogen mogelijk is. Omgerekend betekent dit dat bij een temperatuurdaling van 10 °C een verhoging van de dichtheid van rond 15 procent valt waar te nemen. De koele vullucht geeft tevens een lagere begintemperatuur tijdens het kringloopproces - overigens ook lagere uitlaatgastemperaturen - waarmee een reducering van de thermische belasting wordt bereikt en (bij ottomotoren) een geringe neiging tot detonatie.

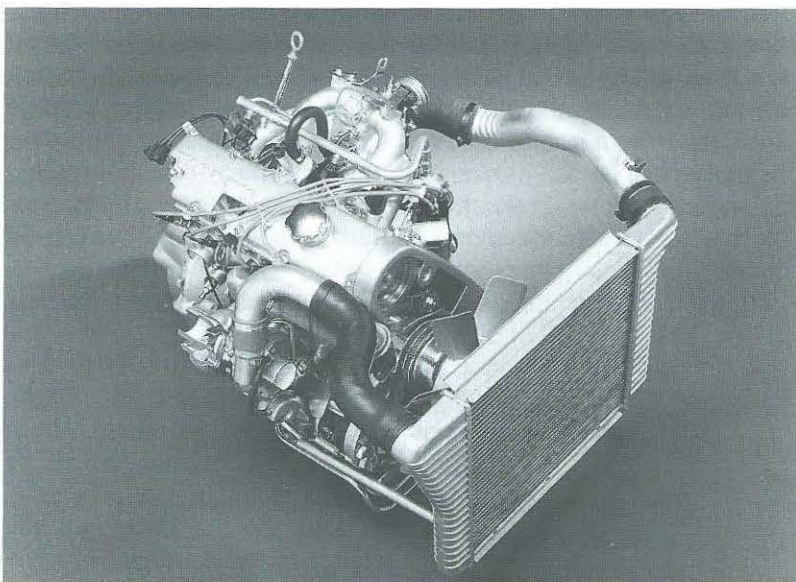
Men kan dus vulluchtkoeling overwegend aanwenden tot verhoging van het vermogen, hetgeen gebeurt bij sport- en wedstrijd-

motoren of, waar men in toenemende mate bij seriemotoren naar streeft, ter verhoging van het rendement (lager verbruik) door toepassing van een hogere compressie en grotere voorontstekingshoek.

De vulluchtkoeling heeft dus invloed op verschillende belangrijke aspecten van de turbomotor, welke direct of indirect van elkaar



Afb. 7.24. De normale plaatsing van een tussenkoeler bij een wedstrijdtoerwagen. Deze dient voor een effectieve werking altijd voor of naast de radiateur te worden geplaatst.



Afb. 7.25. Het rendement van de tussenkoeler wordt bepaald door de inhoud en de positie, alsmede de luchtgeleiding. Hier een mooie oplossing van Volvo.

Afb. 7.26. Watergekoelde tussenkoelers zijn qua rendement niet zonder meer beter dan luchtgekoelde; ze hebben wel minder ruimte nodig. Hier de tussenkoeler van de Toyota Celica Turbo.



afhankelijk zijn. De richting waarin vulluchtkoeling deze aspecten beïnvloedt, is altijd positief.

- vermogen hoger
- koppel hoger
- vuldruk lager
- compressoropbrengst lager
- benodigd oktaangetal lager
- compressie hoger
- ontstekingstijdstip vroeger
- verbruik lager
- betrouwbaarheid hoger

Loopt men deze opsomming door, dan zal men direct kunnen zien, dat natuurlijk niet alle waarden cumulatief te verbeteren zijn, maar wel per item.

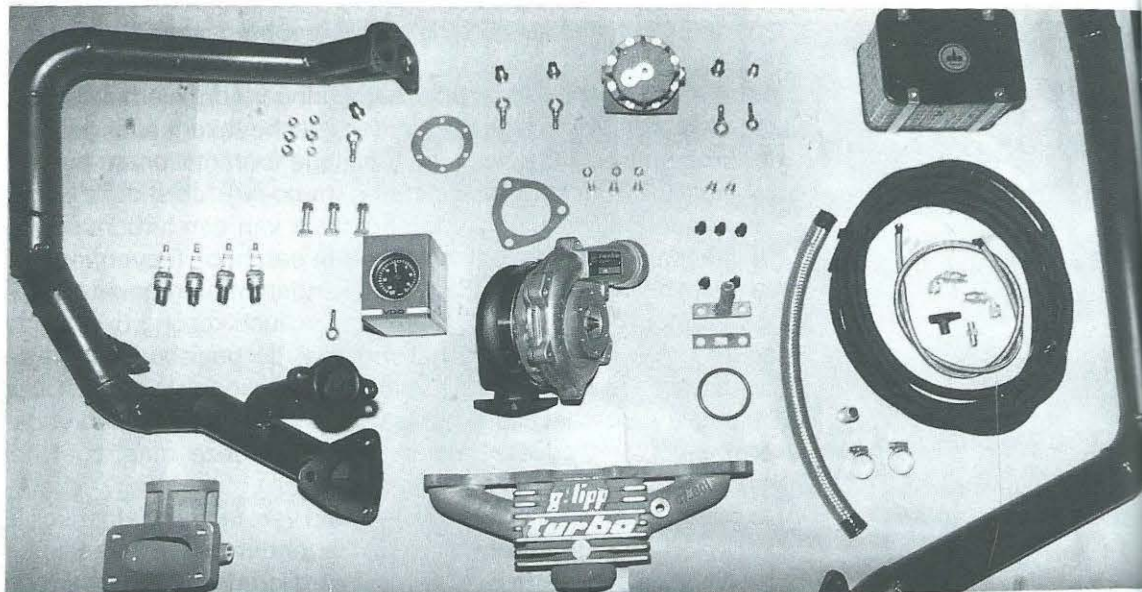
Belangrijk is vast te stellen voor welk doel men vulluchtkoeling wenst toe te passen. Als men primair meer vermogen wenst, kan door vulluchtkoeling bij gelijkblijvende of zelfs hogere vuldrukverhoudingen een aanzienlijk hoger vermogen worden bereikt. Hoe hoog dit in specifieke gevallen zal zijn, hangt af van de desbetreffende motoreigenschappen, echter nog meer van de effectiviteit van de vulluchtkoeling.

Ook kan door vulluchtkoeling met gelijkblijvende drukverhoudingen hetzelfde motorvermogen worden gerealiseerd. Dit omdat de

lagere vuldruk een kleinere compressoropbrengst nodig heeft en dus in de meeste gevallen kan een kleinere turbine worden toegepast. Beide maatregelen, een geringere drukverhouding en een kleinere turbine, verbeteren de typische tekortkomingen van de turbomotor, zijnde het koppel bij lage toerentallen en de vertragingstijd bij plotseling accelereren (turbo-lag). Juist deze laatstgenoemde factoren zijn voor het gebruik van een turbomotor op de openbare weg veel belangrijker dan een hoog topvermogen.
Vulluchtkoeling van ottomotoren laat andere maatregelen toe die ook die richting opgaan. Het dank zij vulluchtkoeling benodigde lagere octaangetal, maakt het mogelijk de basiscompressie te verhogen en met een grotere voorontstekingshoek te rijden. Dit te zamen verbetert het basiskoppel van de turbomotor en het reageren op het gaspedaal. Bovenin reduceert deze maatregel het verbruik.
De effectiviteit van vulluchtkoeling is van veel factoren afhankelijk, die in de tamelijk begrensde ruimte onder de motorkap van personenauto's niet altijd zó gerealiseerd kunnen worden als men dat zou wensen. Het betreft dan de opstelling en inbouwpositie van de tussenkoeler, alsmede de grootte en het type. De ligging van de vulluchtleidingen kan ook de nodige hoofdbrekens opleveren.

7.11 Tunen door middel van een turbo

Turbo-tuning kan op twee manieren geschieden. De ene methode is een atmosferisch aanzuigende motor achteraf uitgerust met een uitlaatgasturbocompressor. De andere methode - in principe een eenvoudiger vorm van turbo-tuning - is het verhogen van het vermogen van een bestaande turbomotor. In het bijzonder de eerstgenoemde methode, dus het achteraf een motor van drukvulling voorzien, stelt aanzienlijke eisen aan het vakmanschap en de kennis van de tuner. Al afgezien van de niet altijd eenvoudige keuze en aanpassing van de turbocompressor moeten alle andere onderdelen die voor de aanpassing nodig zijn, nieuw ontwikkeld of gemodificeerd worden. Daarbij wordt het ombouwproces groter, naarmate er meer vermogen gewenst is. In de directe omgeving van de motor komen de navolgende onderdelen wegens een andere of zwaardere belasting in aanmerking voor aanpassing, hetzij dat deze opnieuw ontworpen moeten worden:
- uitlaatsysteem
- inlaatsysteem
- mengselvorming
- aandrijflijn (koppeling)



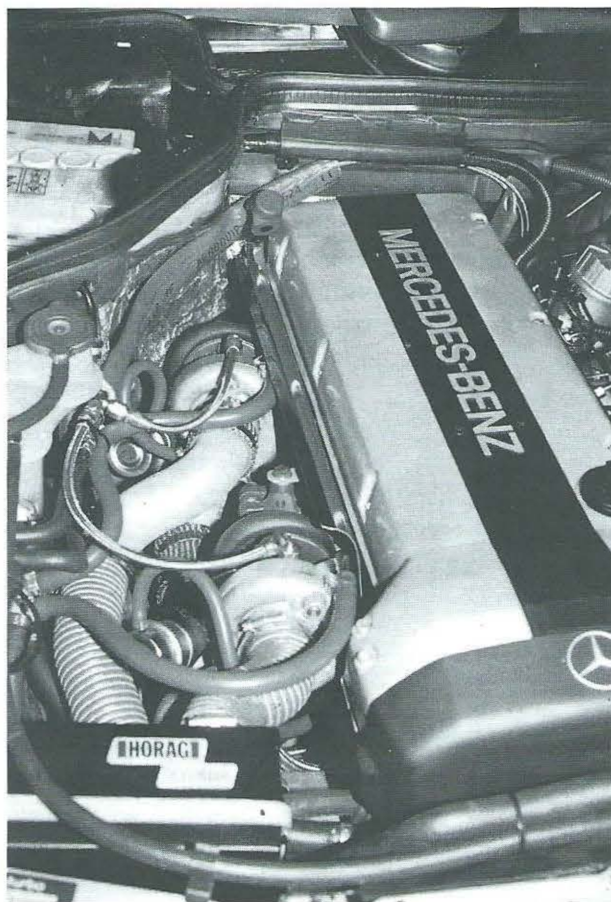
Afb. 7.27. Turbo-tuning vergt veel ontwikkelingswerk en een groot aantal onderdelen; set voor de 1,6 liter Toyota viercilinder.

- koelsysteem
- oliekoeling
- ontstekingsinstallatie
- bougies

In veel gevallen moet ook de motor, omdat deze oorspronkelijk niet voor drukvulling was ontworpen, aan de veranderde belasting worden aangepast. Hiertoe rekenen we primair een verlaging van de compressieverhouding, hetzij door het monteren van andere zuigers, een dikkere koppakking of door het vergroten van de verbrandingsruimte in de cilinderkop. Verdergaande maatregelen, zoals het aanbrengen van oliesproeiers ten behoeve van zuigerkoeling of het versterken van zwaarbelaste drijfwerkonderdelen (bij voorbeeld zuigerpennen) zijn weliswaar aan te raden, maar worden wegens het arbeidsintensieve karakter meestal niet uitgevoerd. Vaak wordt al het reduceren van de compressieverhouding vermeden, wegens het vele werk. In dat geval zullen andere zaken, zoals het ontstekingstijdstip en de vuldrukregeling, aan de relatief hoge compressieverhouding aangepast moeten worden. Als gevolg van de vermogensstijging door turbodrukvulling, die procentueel vaak hoog uitvalt, zijn er beduidend hogere rijprestaties te verwachten. Afhankelijk van het prestatieniveau, waarnaar de desbetreffende auto met atmosferisch aanzuigende motor eens werd beoordeeld, zijn nu min of meer ingrijpende wijzigingen

Afb. 7.28. De Merc 300 E 24 met twee compressoren van Zwitserse tuning-fi Horag. Twee klein turbo's hebben ee snellere drukopbo een grote.

aan het onderstel, de remmen en in de aandrijflijn (overbrengingsverhoudingen, koeling van de achteras bij achterwielaangedreven auto's) noodzakelijk. Dit alles moet in de overwegingen worden betrokken als atmosferisch aanzuigende motoren achteraf in prestatiegerichte turbomotoren worden veranderd.
Een van de eerste turbo-kits was de installatie van de Turbo-May, die voor de Ford V6-motor werd ontwikkeld en uiteindelijk ook nog in de Sierra werd toegepast. De firma Albert in Wörgl (Tirol) is eveneens met turbo-tuning bezig en heeft voor veel modellen, tot en met de Lamborghini Countach, turbo-kits ontwikkeld. In Duitsland heeft de firma Schrick met een turbo-ombouwset voor de VW Golf naam gemaakt. In Nederland is Mosselman Turbosystems een adres waar men voor turbo-tuning terecht kan. Overigens staan daar vaak auto's van onze oosterburen.
Aanzienlijk groter is het aantal tuning-firma's dat in serie gebouwde turbo-auto's naderhand nog opvoert. Hierbij kan relatief eenvoudig door verhoging van de vuldruk - hetzij door wijziging van



Afb. 7.28. De Mercedes 300 E 24 met twee turbocompressoren van de Zwitserse tuning-firma Horag. Twee kleinere turbo's hebben een snellere drukopbouw dan een grote.

de veerspanning in de vuldrukregelklep of via een drukverschilklep met behulp van een handbediende regeling - het vermogen verhoogd worden. Als vuistregel voor de daarbij bereikbare vermogensverbetering kan men ervan uitgaan dat verhoging van de vuldruk met 0,1 bar ongeveer 10 procent vermogensstijging betekent. Ook hier moet voorzichtig mee worden omgegaan. Zonder verdere wijzigingen is een vuldrukverhoging van meer dan 0,1 bar niet aan te bevelen, omdat anders detonatie en andersoortige overbelasting de motor kort zullen laten leven. De vuldruk kan echter wel verder worden verhoogd - met ongeveer 0,2 bar - als naderhand nog een tussenkoeler wordt gemonteerd of de reeds aanwezige door een grotere wordt vervangen. Ook kan wellicht de doorstroming worden verbeterd.

Bij alle motoren waarbij het vermogen is verhoogd door drukvulling, dient men er rekening mee te houden dat onder sommige omstandigheden de thermische belasting sterk stijgt, evenals - door de hogere gemiddelde druk - de mechanische belasting van het drijfwerk. Van oorsprong zeer robuuste machines kunnen op deze wijze heel eenvoudig overbelast worden, indien geen doeltreffende maatregelen worden getroffen in de vorm van verbeterde koeling of versterkte drijfwerkonderdelen. Overigens ook dan verdient het geen aanbeveling, zulke machines constant vol te belasten.

8 De ontstekingsinstallatie

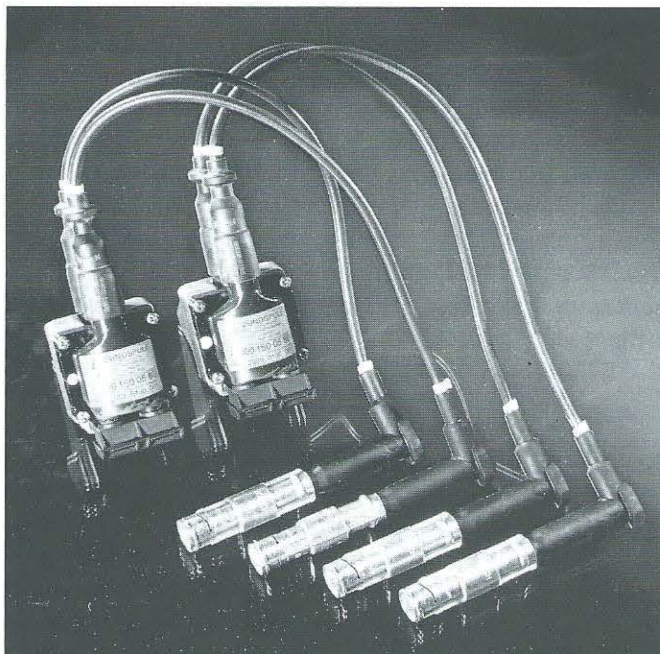
8.1 Inleiding

Aan moderne motoren worden hoge eisen gesteld ten aanzien van het vermogen. De tot in de jaren zeventig meest verbreide ontsteking - die met bobine en contactpunten - was niet meer op deze taak berekend. Zij werd langzamerhand door de elektronische ontstekingsinstallaties verdrongen, die rekening hield met schijnbaar bijkomstige maar toch belangrijke parameters, zoals temperatuur, mengselsamenstelling of turbodruk. De aflossing van de bobine-ontsteking verliep in fasen. Eerst via de transistorontsteking, waarbij de onderbreking elektronisch geschiedde; daarna verscheen de elektronische ontsteking tot de vol-elektronische ontsteking, waarbij alle functies, dus ook de verdelerfunctie naar de bougies, op elektronische wijze plaatsvindt.
Ongeacht deze ontwikkelingen beginnen we met een beschrijving van de conventionele bobine-ontsteking. De hoofdbestanddelen van een dergelijke installatie zijn de bobine, verdeler met contactpunten (onderbrekerpunten), condensator en bougies. Daarbij komen nog verbindingsonderdelen, zoals bougiekabels, bougiestekers enz.

Tabel 8.1: Samenstelling van de ontstekingsinstallatie
Een ontstekingsinstallatie dient ten minste de volgende functies te vervullen:

Functie	Ontstekingssysteem			
	SZ	TZ	EZ	VZ
	Conventionele ontsteking	Transistor-ontsteking	Elektronische ontsteking	Volelektronische ontsteking
Onderbreking	mechanisch	elektronisch	elektronisch	elektronisch
Bepaling contacthoek op basis van toerental en belasting	mechanisch	mechanisch	elektronisch	elektronisch
Opwekking hoogspanning	inductief	inductief	inductief	inductief
Verdeling vonk over juiste cilinder	mechanisch	mechanisch	mechanisch	elektronisch

Afb. 8.1. De componenten van een moderne volelektronische ontstekingsinstallatie van een Mercedes-viercilindermotor met vier kleppen per cilinder. Twee dubbele bobines voeden de vier bougies zonder mechanische hoogspanningsverdeling (rustspanning). De impulsen voor het ontstekingstijdstip worden door de regeleenheid van het motormanagement geleverd.

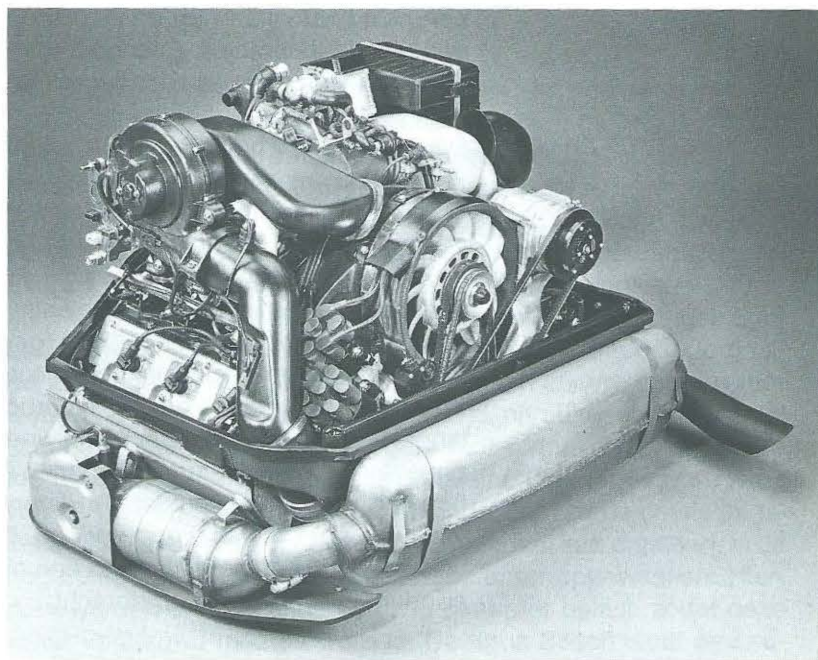


Als het vermogen van een motor optimaal moet worden afgegeven, dienen alle genoemde onderdelen in een uitstekende toestand te verkeren.
Geldt dit al voor normale motoren; bij getunede motoren dient er meer dan normale zorg aan besteed te worden, met name ook wat de afstelling betreft. De reden ligt voor de hand. De in veel gevallen hoog gecomprimeerde motoren vereisen een hoge ontstekingsspanning. Deze hoge compressie vereist een optimale afstelling van het ontstekingstijdstip wil men detonatie vermijden. Genoemde factoren kan men met elektronische ontstekingsinstallaties gemakkelijk aan. Nog een factor begrenst echter het toepassingsgebied van de eenvoudige conventionele ontsteking. Het totaal aantal vonken ligt bij ongeveer 18.000 per minuut. Het voor een bepaalde motor benodigde aantal vonken berekent men als volgt:

aantal vonken = cilinderaantal x helft van het toerental

Een viercilindermotor die 7000 1/min moet halen, heeft dus 14.000 vonken per minuut nodig. Een conventionele ontsteking redt dit. Voor een zescilindermotor met hetzelfde toerental zijn al 21.000 vonken per minuut nodig, waarbij dus een conventionele ontsteking al overbelast raakt.

Afb. 8.2. Bij de Porsche Carrera 2-motor zijn twee verdelers ten behoeve van de dubbele ontsteking nodig; iedere verdeler heeft zes bougies te onderhouden



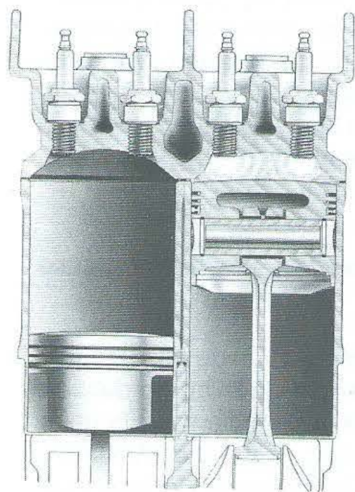
Met een transistorontsteking met onderbrekerpunten kan men dit aantal vonken wel bereiken. De grens van deze installatie ligt bij ongeveer 21.000 vonken per minuut. Indien men speciale contactpunten toepast, kan tot 24.000 vonken per minuut worden gegaan. Een veel grotere reserve in dit geval heeft de contactpuntloze transistorontsteking of de elektronische ontsteking, waarmee meer dan 30.000 vonken per minuut zijn te bereiken. Voor een twaalfcilinder Formule 1-motor zou dit overigens nog te weinig zijn. Bij een maximumtoerental van 12.000 1/min heeft deze meer dan 70.000 vonken per minuut nodig, zodat twee ontstekingsinstallaties moeten worden toegepast.

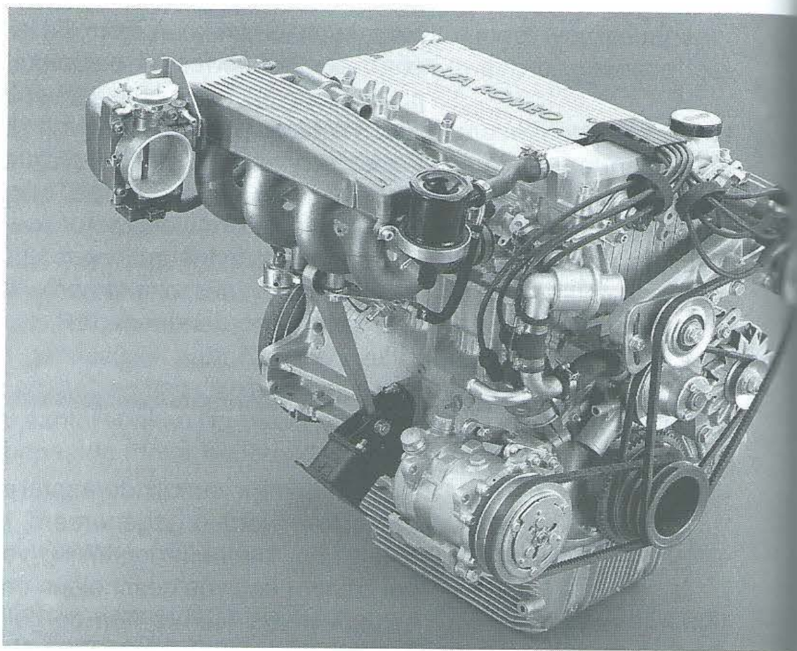
8.2 Dubbele ontsteking

Niet afhankelijk van cilinderaantal en ook niet van de wijze waarop de vonken worden gegenereerd, is het principe van de dubbele ontsteking. Dubbele ontsteking vereist in principe twee bougies per cilinder en twee gescheiden ontstekingsinstallaties. Uit veiligheidsoverwegingen is een dergelijke installatie in de luchtvaart voorgeschreven. Ook bij automotoren worden de dubbele vonken weer in toenemende mate gebruikt, bij voorbeeld bij de Alfa Romeo Twin Spark - de type-aanduiding wijst al op twee bougies - waarvan de viercilindermotor met deze ontstekingsinstallatie en

een nokkenasverstelling (faseverschuiving) zich kan meten met een vierkleppenmotor. Eveneens met dubbele ontsteking werkt de door lucht gekoelde zescilinder Porsche-motor van de Carrera 2 en Carrera 4.

De reden voor het toepassen van dubbele ontsteking is het verkrijgen van een kortere vlamweg en daarmee tevens een snellere en efficiëntere verbranding. Beide motoren, zowel de Alfa als de Porsche, hebben constructieve overeenkomsten. Het zijn beide tweekleppenmotoren waarbij de kleppen over de hele linie onder een relatief grote hoek geplaatst zijn. Bij toepassing van één bougie zal deze uit het midden gemonteerd moeten worden hetgeen een lange ontstekingsweg tot gevolg heeft. Dit zou bij de Porsche-motor met de grote cilinderboring (100 mm) tot een zeer lange verbrandingsweg leiden. Twee bougies verkorten dit tot ongeveer de helft. Daardoor kan men een hogere compressieverhouding toepassen, omdat de detonatiegrens door de kortere vonkweg naar boven wordt verlegd. Een bijkomend constructief voordeel: het bougiegat kan op een minder kritische plaats in de cilinderkop worden ondergebracht.

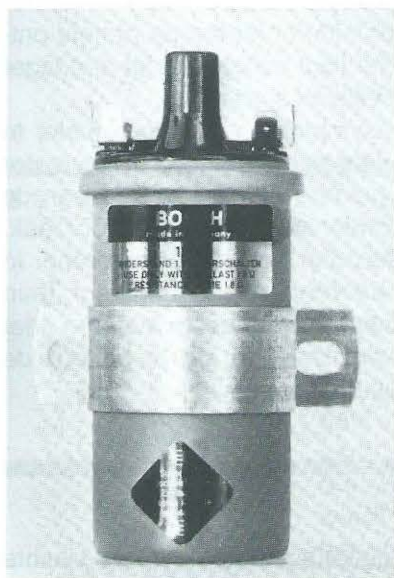




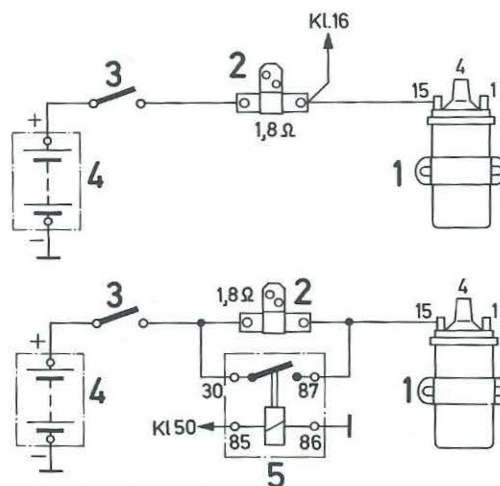
Afb. 8.3. De Alfa Romeo Twin Spark-motor heeft twee verdelers. De oorspronkelijke wordt vanaf de onderzijde door de krukas aangedreven. De tweede is verbonden met de uitlaatnokkenas. De doorsnedetekening toont de opstelling van de twee bougies, die gunstig is ten opzichte van de koelvloeistofkanalen.

8.3 De bobine

Als de contactpunten openen, wordt in de bobine een hoge spanning opgebouwd, die via de verdeler aan de bougies wordt afgegeven. Omdat de ontstekingsspanning met het stijgen van het toerental afneemt, hetgeen kenmerkend is voor een conventionele ontsteking, kunnen er bij zeer hoge toerentallen 'Zündaussetzer' voorkomen. Dit is te merken aan overslaand en inhoudend motorgedrag. Om ook bij hoge toerentallen een sterke vonk te waarborgen, is het aan te bevelen de standaardbobine te vervangen door een exemplaar met meer vermogen; de zogenaamde superbobine. Laatstgenoemde genereert wegens een andere opbouw (gewijzigde verhouding tussen het aantal primaire en het aantal secundaire wikkelingen) een hogere vonkspanning, die bij hogere toerentallen de kans op missers verkleint. Ook ter overbrugging van de weerstand in het hoogspanningsdeel van de ontstekingsinstallatie, zoals die door ontstoringsmateriaal kan ontstaan, is de hogere spanning van de super-bobine beter opgewassen. Hierdoor worden de contactpunten wel zwaarder belast, zodat deze vaker vernieuwd moeten worden. De firma Bosch biedt een superbobine aan (de 'rode') die bij het starten een tijdelijk hogere spanning afgeeft. Deze ongeveer 35 tot 70% hogere startspan-



Afb. 8.4. *Een superbobine is de meest eenvoudige methode om de prestaties van de ontstekingsinstallatie te verbeteren*



Afb. 8.5. Dit schakelschema toont de twee mogelijke schakelingen van een superbobine met voorschakelweerstand ten behoeve van het starten. Boven wordt de aan de plusaansluiting (15) verbonden voorschakelweerstand door klem 16 met de startmotor doorverbonden. Ontbreekt klem 16, dan zal de overbrugging met een afzonderlijk relais tot stand moeten worden gebracht.

ning is tijdens de winter en voor slecht-startende motoren een uitkomst. Hiertoe wordt de bobine via een voorschakelweerstand bediend, die reageert op het in werking zijn van de startmotor of - zover niet anders mogelijk is - via een relais tijdens de startprocedure.
Transistorontstekingen werken eveneens met een bijzondere bobine, die over twee voorweerstanden is geschakeld. Een ervan is er voor het starten, de andere beschermt de bobine tegen thermische overbelasting. De bobine voor de transistorontsteking is overigens ook anders gebouwd. De inductie is kleiner, zoals vakmensen dat zeggen en hij kan derhalve de energie in een kortere tijd opslaan. Daardoor is een aanzienlijk hoger aantal vonken per minuut mogelijk, die bij contactpuntgestuurde ontstekingen bij maximaal 21.000 ligt. Deze inductiearme bobine is echter alleen met een transistorontsteking te gebruiken.

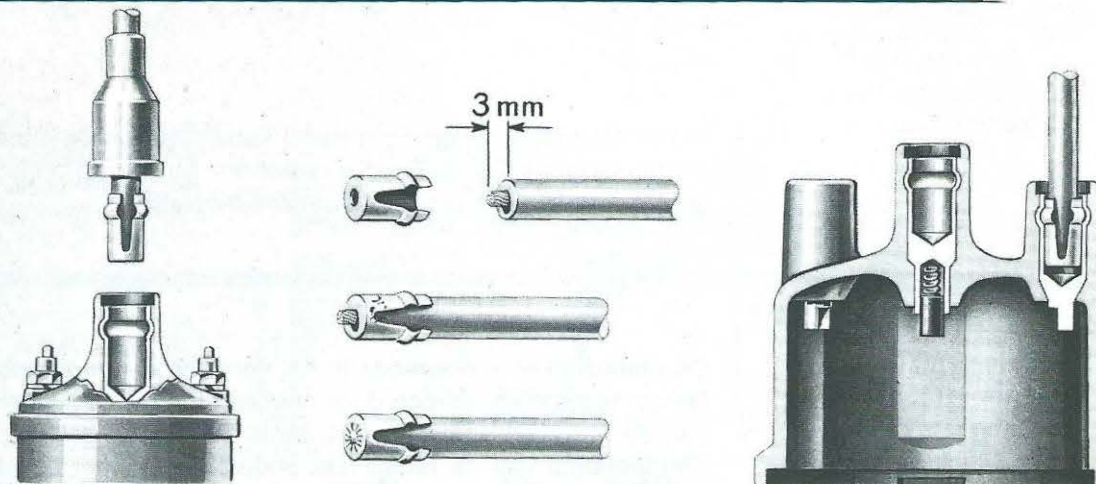


8.4 De condensator

De condensator heeft tot doel het overspringen van vonken aan de contactpunten te voorkomen, omdat dit het genereren van de vonkspanning vertraagt en tot een voortijdige slijtage van de contactpunten leidt. De condensator is dan ook parallel met de contactpunten geschakeld; twee condensators bij twee onderbrekers. Een defecte condensator betekent niet dat de gehele ontstekingsinstallatie ermee stopt. Het leidt echter wel tot een lager vermogen, onregelmatig lopen en slecht starten.
Daarom dient men bij dergelijke symptomen de condensator te testen, wat op zich eenvoudig is. Als bij het starten van de motor en gedemonteerde verdelerkap heldere blauwe vonken aan de contactpunten te zien zijn, is de condensator daarvan de oorzaak. Over het algemeen zijn de punten dan ook sterk ingebrand. In twijfelgevallen verdient het aanbeveling de condensator (een goedkoop onderdeel) te vernieuwen. Bij de meeste motoren gaat dit ook relatief snel. De condensator zit meestal aan de buitenzijde van de verdeler met een schroefje bevestigd.

8.5 Bougiekabels en ontstoringsmateriaal

Ook slechte bougiekabels of ontstoringsmateriaal van slechte kwaliteit kunnen tot het wegvallen van vonken leiden en dientengevolge het vermogen doen afnemen. Bij getunede motoren zijn daarom in principe ontstoorde bougiekabels met draadkern te gebruiken. Ook ontstoorde bougiestekers kunnen een oorzaak



Afb. 8.6. Voor getunede motoren komen alleen niet-ontstoorde materialen in aanmerking. Alle verbindingen moeten zo kort mogelijk worden gehouden. Bougiekabels zijn per meter verkrijgbaar en de stekers afzonderlijk. Verbindingen moeten bij voorkeur worden gesoldeerd.

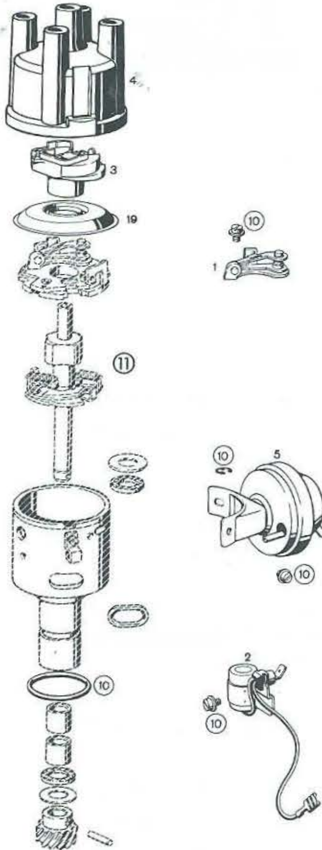
van 'overslaan' zijn; dit is echter eenvoudiger op te sporen dan dat afkomstig van ontstoorde bougiekabels. Ter controle kan men een set niet-ontstoorde bougiekabels met eveneens niet-ontstoorde bougiestekers samenstellen, die men eventueel ook voor wedstrijden kan gebruiken. Voorts moeten bougiekabels zo kort mogelijk worden gehouden. Ter vermijding van storing dienen sporen van corrosie aan de stekerverbindingen of inbrandingen (door vonkoverslag) zorgvuldig verwijderd te worden.

8.6 De verdeler

Het belangrijkste onderdeel van de gehele conventionele ontstekingsinstallatie is de verdeler. Deze zorgt er niet alleen voor dat de ontstekingsspanning aan de cilinders op het juiste tijdstip wordt afgegeven, maar in het verdelerhuis zijn ook nog belangrijke functiedelen, zoals de onderbreker en de vervroeging (centrifugaal of met behulp van onderdruk (vacuüm)) ondergebracht. Maar eerst de verdeler zelf. Per omwenteling van de verdeleras - deze draait net als de nokkenas met de helft van het motortoerental - wordt voor elke cilinder een ontstekingsimpuls afgegeven. Omdat het ontstekingstijdstip en ook de zogenaamde contacthoek voor iedere cilinder moeten kloppen, dient het mechanische gedeelte van de verdeler - met name de verdeleras - in orde te zijn. Slijtage of te veel speling leiden onvermijdelijk tot een variërend (zwevend) ontstekingstijdstip c.q. contacthoek of tot het overslaan van de

motor. De toestand van de verdeler kan op een verdelertestbank worden gecontroleerd. Daarbij is een tolerantie van ongeveer 2 graden zelfs bij een nieuwe verdeler acceptabel.

8.7 De onderbreker



Afb. 8.7. In de onderbreker zijn talrijke functiedelen van de ontstekingsinstallatie ondergebracht: (1) onderbreker, (2) condensator, (11) centrifugaalvervroeging, (5) onderdrukvervroeging enz. Aandrijving en mechanische delen moeten spelingvrij functioneren.

De onderbreker is eveneens in het verdelerhuis ondergebracht. De contactpunten worden door nokken aan het bovenste einde van de verdeleras gelicht. Het aantal nokken is gelijk aan het cilinderaantal van de motor. De onderbreker opent en sluit de primaire kring in de bobine en is daarmee het onderdeel in de ontstekingsinstallatie dat de ontstekingsimpuls opwekt (door onderbreking van de stroomkring).

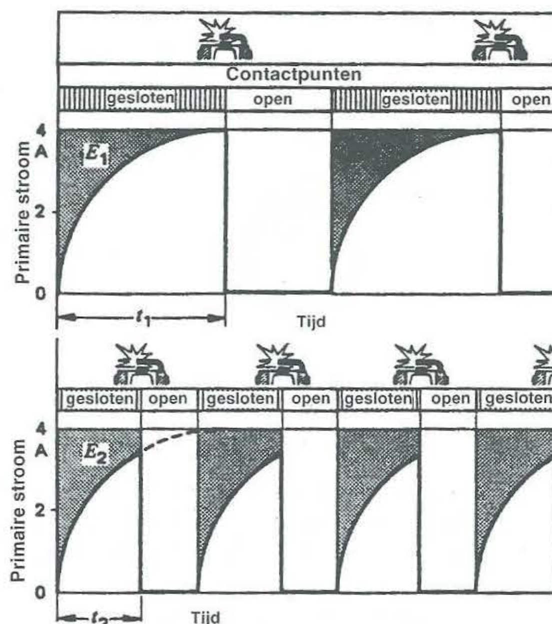
Het tijdstip waarop de onderbreker opent (ontstekingstijdstip) is echter niet alleen doorslaggevend, ook de tijdsduur dat de contactpunten gesloten zijn, moet voldoende zijn. Dit omdat alleen gedurende deze tijd, als de primaire stroom door de bobine vloeit, ontstekingsenergie opgebouwd kan worden. Er is een bepaalde tijd nodig, voordat de volle ontstekingsspanning bereikt is. Daarvoor is het noodzakelijk dat de onderbreker enige tijd gesloten is; dit wordt de contacthoek genoemd. Omdat de onderbreker afhankelijk van het cilinderaantal een aantal malen per omwenteling van de verdeleras opent en sluit (viermaal bij viercilindermotoren, zesmaal bij zescilindermotoren), wordt de contacthoek bij een groter aantal cilinders kleiner. De volgende vuistregel kan worden gehanteerd. Exacte specificaties staan vermeld in het werkplaatshandboek of in het Autotechnisch Handboek en de Vraagbaak (uitg. Kluwer).

- viercilinder: contacthoek circa 50 graden
- vijfcilinder: contacthoek circa 45 graden
- zescilinder: contacthoek circa 38 graden
- achtcilinder: contacthoek circa 33 graden

Des te kleiner de contacthoek, des te minder tijd er overblijft voor het opbouwen van voldoende ontstekingsenergie. Om deze reden hebben motoren met meer (in ieder geval meer dan vier) cilinders óf een verdeler met dubbele onderbreker óf twee verdelers. Contacthoek en motortoerental bepalen in principe de tijd dat de onderbreker gesloten is. De volgende formule kan hiervoor worden gehanteerd:

$$\text{tijd dat de onderbreker gesloten is (milliseconden)} = \frac{\text{contacthoek (graden)} \times 1000}{\text{verdelertoerental (1/min)} \times 6}$$

Afb. 8.8. Naarmate de sluitingstijd van de onderbreker langer is, des te hoger zal de ontstekingsspanning worden. In de grafieken is het tijdsverloop van de primaire spanning en de ontstekingsspanning bij een laag (boven) en een hoog toerental (onder) ingetekend.



Bij een achtcilindermotor die 6000 1/min draait (contacthoek 33 graden) bedraagt de tijd dat de onderbreker gesloten is slechts 1,83 milliseconden. De contacthoek wordt afgesteld door de afstand tussen de contactpunten af te stellen:

– grotere contactpuntafstand = kleinere contacthoek
– kleinere contactpuntafstand = grotere contacthoek

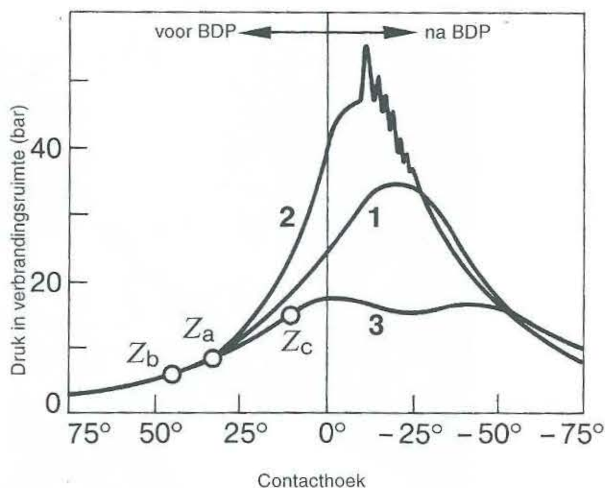
Exacte contacthoekwaarden kunnen alleen met een contacthoekmeter worden afgesteld. Deze apparaten zijn al tegen een lage prijs te verkrijgen. Voor getunede motoren is het niet aan te bevelen de contacthoek alleen door de contactpuntafstand af te stellen; dit was vroeger overigens normaal. Alleen in noodgevallen kan men een voelermaatje gebruiken, waarbij men 0,3 mm voor viercilindermotoren en 0,25 mm voor zescilindermotoren kan aanhouden. In principe dient men na het afstellen van de contacthoek het ontstekingstijdstip opnieuw bij te stellen. Voor getunede motoren die hoge toerentallen bereiken, kan men in die toleranties werken waarbij de contacthoek het grootst is (de contactpuntafstand dus het kleinst). Contactpunten kunnen ongeveer 18.000 schakelingen per minuut (= 18.000 vonken per minuut) uitvoeren, zonder dat dit invloed heeft op het ontstekingsproces. Nog meer schakelingen leidt tot zweven van de contactpunten, dat wil zeggen dat zij de nokken van de verdeleras niet meer kunnen volgen en de motor zal dan onregelmatig gaan draaien. Uiteindelijk zal de ontstekingsenergie afnemen en de motor zal overslaan. Een

Afb. 8.9. De contacthoek is afhankelijk van de contactpuntafstand. Een grote afstand geeft een kleine contacthoek en omgekeerd.

(contactpuntgestuurde) transistorontsteking kan echter met een nog hoger aantal vonken functioneren (ongeveer 21.000), omdat ook bij zwevende contactpunten nog voldoende ontstekingsenergie opgebouwd wordt, hetgeen een betrouwbare loop garandeert. Bovendien zijn er contactpuntsets leverbaar die minder snel zweven en dus ook een hoger aantal vonken kunnen leveren.
Contactpunten dienen ook om andere redenen vaker vernieuwd te worden (ten minste elke 15.000 km). Ten eerste slijt het nokkenglijstukje af. Veel belangrijker is het echter dat op de contactvlakken door onvermijdelijke vonkvorming (er worden stromen tot 5 ampère en 500 volt geschakeld) materiaalverschuivingen plaatsvinden. Er ontstaat kratervorming aan het bewegende contactpunt en een materiaalophoping (bergje) aan het vaste contactpunt. Daardoor wordt een exact afstellen van de contacthoek bemoeilijkt.

8.8 Het ontstekingstijdstip

Het ontstekingstijdstip wordt in principe gerelateerd aan het bovenste dode punt (BDP) van de zuiger van de eerste cilinder en wordt aangegeven in krukasgraden. Afhankelijk of dit voor of na het BDP is, spreekt men van vervroeging of verlating.
Snellopende verbrandingsmotoren, waarmee wij ons uitsluitend bezighouden, kennen in principe alleen een zekere vervroeging. Deze wordt bereikt door de (automatische) ontstekingsvervroeging (zie volgende paragraaf). Normaal wordt het statische ontstekingstijdstip bij stilstaande motor afgesteld. Het ontstekingstijdstip kan de motorprestaties in aanzienlijke mate beïnvloeden, zodat men de nodige aandacht hieraan moet besteden. In principe

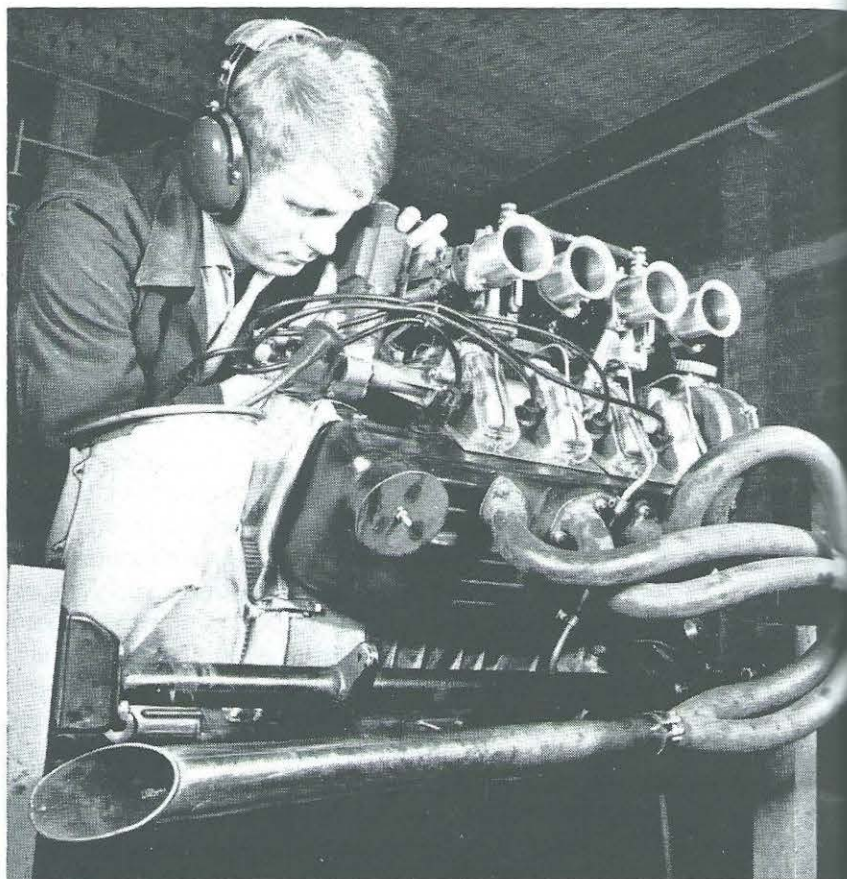


Afb. 8.10. Invloed van de ontstekingsvertraging gerelateerd aan het drukverloop in de verbrandingsruimte. Curve 1: het juiste ontstekingstijdstip (Z_a). Curve 2: ontsteking te vroeg (Z_b); heeft piekdrukken tot gevolg. Curve 3: ontsteking te laat (Z_c); heeft een te lage verbrandingsdruk en vermogensverlies tot gevolg.

is het optimale ontstekingstijdstip voor iedere motor verschillend. Dit kan zich ook wijzigen door tuning-werkzaamheden, zoals verhoging van de compressie of verandering van de vorm van de verbrandingsruimte. In principe kan men stellen dat motoren met compacte en goede verbrandingsruimten dank zij de hoge verbrandingssnelheid een geringere vervroeging nodig hebben dan die met slechtere verbrandingsruimten. Overigens is het niet zo moeilijk om het optimale ontstekingstijdstip bij getunede motoren te bepalen, omdat de fabrikanten ons al een stuk werk uit handen hebben genomen. In principe hoeven we alleen het begintijdstip in te stellen, terwijl we de automatische ontstekingsvervroeging, die volgens een vastgelegde curve verloopt, ongemoeid laten. Bij het bepalen van het nieuwe ontstekingstijdstip van de getunede motor, die in principe weinig van het ontstekingstijdstip van de standaardmotor zal afwijken, dienen we op een aantal zaken te letten. Een naar voren halen van het ontstekingstijdstip (vervroegen) kan een vermogensverbetering in de lagere toerentallen brengen; de motor beschikt over meer temperament bij het accelereren in deellast. Bij iets minder vervroeging loopt de motor soepeler, hetgeen beter is voor het drijfwerk en ook het detonatiegevaar is minder. Bij getunede motoren met een hogere compressieverhouding en hogere vullingsgraad zal over het algemeen het ontstekingstijdstip iets vroeger moeten worden afgesteld.

8.9 Het statische en dynamische ontstekingstijdstip

Zoals reeds eerder opgemerkt, dient er onderscheid gemaakt te worden tussen het statische en het dynamische ontstekingstijdstip



Afb. 8.11. Hier ziet u hoe de ontsteking op de motorproefstand met behulp van een stroboscooplamp wordt afgesteld

van een motor. Het statisch ontstekingstijdstip wordt, zoals de aanduiding al doet vermoeden, bij stilstaande motor afgesteld, waarbij het merkteken op de poelie in lijn wordt gebracht met het merkteken op het motorblok dat het bovenste dode punt aangeeft. Op dat moment zou er een ontsteking moeten volgen, wat kan worden vastgesteld door het aansluiten van een proeflampje aan klem 1 (tegenpool van massa) van de bobine. Gaat het proeflampje niet branden, dan moet de verdeler zodanig worden verdraaid tot dat wel gebeurt. De waarden voor het statisch ontstekingstijdstip, zoals die meestal in instructieboekjes worden aangegeven, liggen slechts enige graden voor of na het BDP.

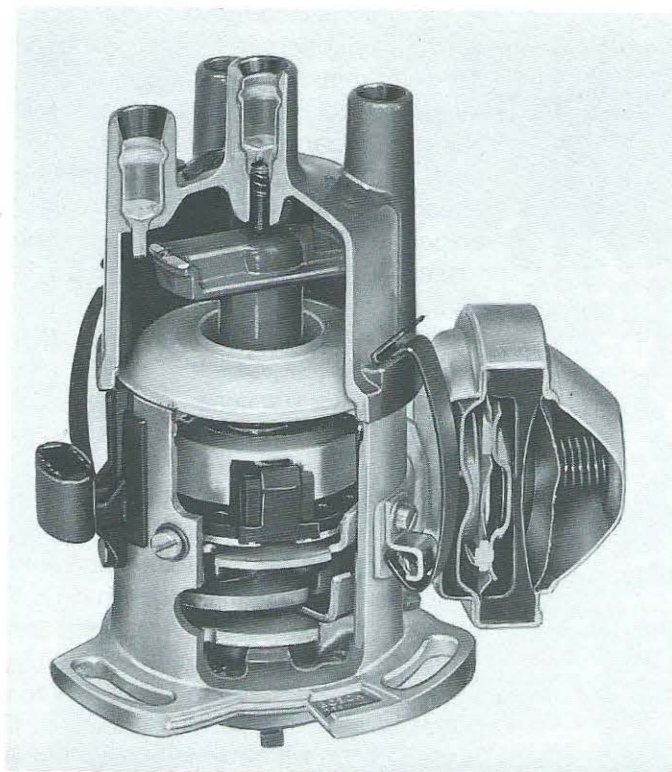
Het dynamisch ontstekingstijdstip wordt met draaiende motor met behulp van een stroboscooplamp gemeten, welke voor dit doel is voorzien van een instelbare voorontstekingsschaal (fabrikaat Bosch, Sun, Souriau, Cartech enz.). Het dynamisch meten en instellen van het ontstekingstijdstip heeft ten opzichte van de statische methode het voordeel dat fouten of onnauwkeurigheden

in het vervroegingsmechanisme van de verdeler (zelfs nieuwe verdelers hebben een afwijking van ongeveer twee graden) aan het licht komen, namelijk ook daar waar het ontstekingstijdstip tamelijk exact moet zijn; bij hogere toerentallen en onder vollast. Het is dan aan te bevelen het toerental waarbij het dynamisch ontstekingstijdstip wordt afgesteld hoog genoeg aan te houden, zodat de centrifugaalvervroeging van de verdeler volledig uitgeslagen is ofte wel volledig werkt (afhankelijk van het type motor tussen de 4000 en 5000 toeren). De afstelling kan in principe ook bij stationair toerental geschieden (dus zonder belasting), maar dan moeten eventuele onderdrukslangen van de verdeler worden losgenomen. Bij verdelers zonder centrifugaalvervroeging dient de afstelling onder vollast op de motorproefstand of rollenbank te geschieden.
In alle gevallen wordt de stroboscooplamp aan de bougiekabel voor de eerste cilinder gekoppeld en gericht op de markeringen op het motorblok en het vliegwiel (of krukaspoelie). Door het verdraaien van het verstelmechanisme van de stroboscooplamp moeten de beide markeringen in lijn komen te liggen, waarbij men op de schaal het ontstekingstijdstip kan aflezen.
Het bij deze methode gemeten dynamisch ontstekingstijdstip is de werkelijke voorontsteking van een motor bij hoog toerental en onder vollast. De gemeten waarden liggen over het algemeen tussen de 30 en 40 graden voor het BDP, uiteraard afhankelijk van het motortype.

8.10 Automatische ontstekingsvervroeging

Omdat de verbrandingstijd van het mengsel in de motor nagenoeg constant is, moet bij hogere toerentallen het ontstekingstijdstip vervroegd worden om de maximale verbrandingsdruk in de buurt van het bovenste dode punt te houden. Zou dit niet gebeuren, dan zou de 'hoofdverbranding' te laat na het BDP plaatshebben, hetgeen een sterke afname van het vermogen tot gevolg heeft. Andersom veroorzaakt te veel voorontsteking negatieve arbeid, doordat de voor het BDP gestarte verbranding de zuiger tegenwerkt. Om een gerichte ontstekingsvervroeging te bereiken, wordt tegenwoordig de handmatige vervroeging, die men bij zeer historische automobielen nog aantreft op het stuurwiel, niet meer toegepast. Deze is vervangen door de automatische vervroeging die in de verdeler is ondergebracht of via elektronische weg door een regeleenheid (ECU) wordt geregeld.
Het bepalen van de optimale vervroegingscurve is relatief moeilijk, omdat men niet alleen naar optimaal vermogen kan streven, maar

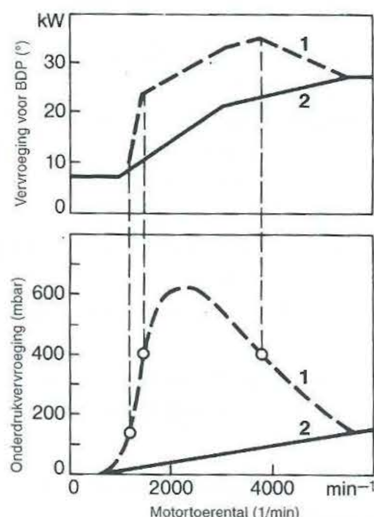
Afb. 8.12. Systeem met een Hall-gever; de verdeler wordt door de nokkenas aangedreven en heeft een mechanische vervroeging



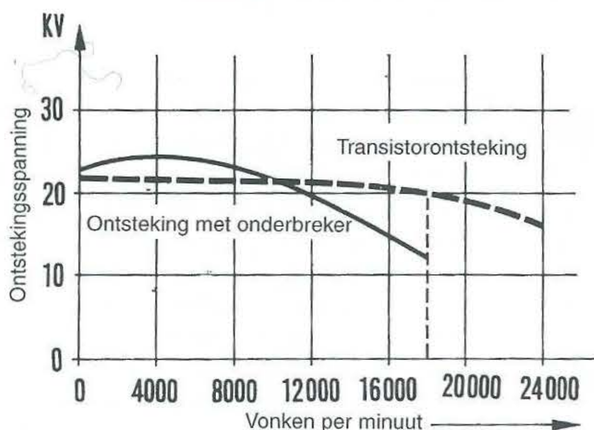
ook rekening dient te houden met de detonatiegrens van de motor. Daarom mag men de vervroegingscurve van een verdeler nooit veranderen, omdat men meestal de mogelijkheid niet heeft iets anders ervoor in de plaats te zetten.

Beter is het andere verdelers te proberen; echter ook alleen op de proefstand om te zien welk effect ze werkelijk hebben. Meestal is de vervroegingscurve van de standaardverdeler voor vollastomstandigheden - óók voor de getunede motor -geschikt. De vervroeging ten behoeve van vollast wordt meestal geleverd door de centrifugaalregelaar die in de verdeler is gebouwd en door uitslaande gewichten de onderbrekerplaat (aandrijfplaat, grondplaat) verdraait.

Naast deze vervroeging ten behoeve van vollast, die afhankelijk van het toerental en het type motor tussen de 20 en 40 graden (krukasgraden) ligt (waarden opgenomen in het werkplaatshandboek, Autotechnisch Handboek en Vraagbaak), hebben de meeste motoren nog een vervroeging ten behoeve van deellast. Deze ligt in de orde van 10 tot 20 krukasgraden en dient om het brandstofverbruik bij deellast te drukken. De brandstofbesparing is groter, naarmate de motor vaker in het deellastbereik werkt.



Afb. 8.13. Karakteristiek van een mechanische ontstekingsvervroeging door middel van centrifugaal- en onderdrukregeling. Bij deellast (curve 1) heeft de hoge onderdruk in de inlaatbuis een volledige onderdrukvervroeging tot gevolg. Onder vollast (curve 2) is in eerste instantie de centrifugaalvervroeging werkzaam.



Afb. 8.14. Het typerende verloop van de ontstekingsspanning van een normale bobineontsteking en van een transistorontsteking. Bij een groot aantal vonken (overeenkomend met een hoog toerental) laat de conventionele ontsteking het afweten.

Deze vervroeging werkt in het algemeen via een onderdrukmechanisme, dat, net zoals de centrifugaalvervroeging, de grondplaat van de verdeler verdraait. De aansluiting voor de onderdrukdoos bevindt zich in de buurt van de gasklep, omdat hier bij deellast de grootste onderdruk heerst en dus voor regeling van de vervroeging gebruikt kan worden.

De ontstekingsvervroeging door onderdruk wordt overigens ook voor vermindering van schadelijke uitlaatgassen gebruikt. Hiervoor is het nodig, dat de ontsteking bij gas loslaten (overrun) en bij stationair draaien in richting laat versteld wordt. Men bereikt dit door het toepassen van een onderdrukdoos die is verbonden met de ruimte in de inlaatleiding achter de gasklep. Bij deel- en vollast werkt deze niet.

De meeste verdelers hebben dus een centrifugaal- en onderdrukvervroeging. Terwijl men de onderdrukvervroeging, indien nodig,

zonder meer buiten werking kan stellen omdat zij alleen voor deellast interessant is, moet men zoals eerder vermeld de centrifugaalvervroeging niet veranderen.
Bij competitiemotoren, die alleen tijdens het starten enige vervroeging van het ontstekingstijdstip nodig hebben en daarbuiten binnen praktisch elk toerentalbereik met volledig dynamische voorontsteking lopen, is het onder bepaalde omstandigheden aan te bevelen de centrifugaalvervroeging te begrenzen of, in het geval dat de motor met dynamische voorontsteking ook start, vast te zetten. Een vastgezette grondplaat (door schroeven of laspuntjes) heeft in ieder geval het voordeel, dat het dynamisch ontstekingstijdstip bij elk toerental hetzelfde is en niet wordt beïnvloed door speling of onnauwkeurigheden in het vervroegingsmechanisme.

8.11 Elektronische ontstekingsinstallaties

Zoals eerder beschreven, is de ontsteking door bobine en verdeler wegens het mechanische karakter aan slijtage onderhevig. Onnauwkeurigheden ontstaan door het inbranden van contactpunten door vonkoverslag en door speling in de bewegende delen. Deels komt men aan deze nadelen tegemoet door het toepassen van de contactpuntgestuurde transistorontsteking, die de onderbreker bevrijdt van de hoge stuurspanning. Slijtagearm, onderhoudsarm en met grote nauwkeurigheid met betrekking tot ontstekingsimpulsen en ontstekingstijdstip werkt echter alleen de elektronische ontsteking. Hierbij worden de ontstekingsimpulsen en de contacttijd (vroeger contacthoek) door gevers of sensors opgewekt, die schakeltransistoren in de regeleenheid aansturen.
De meeste moderne motoren beschikken derhalve over zulke elektronische ontstekingsinstallaties, die vanwege de schakeltransistoren kortweg transistorontsteking worden genoemd. Transistorontstekingen zijn er ook voor inbouwen achteraf, zowel voor verdelers met contactpunten alswel contactpuntloze verdelers. Afgezien van de volelektronische ontsteking zijn de navolgende installaties in principe nog conventioneel te noemen:

Normale bobineontsteking
Voldoende óók voor getunede motoren met niet te hoge verbrandingsdruk (compressie) en laag toerental; te gebruiken - bij correcte afstelling - tot circa 18.000 vonken per minuut.

Transistor-bobineontsteking met contactpunten
Voldoende voor getunede motoren; bij correcte afstelling tot circa 21.000 vonken per minuut.

8.12 Contact

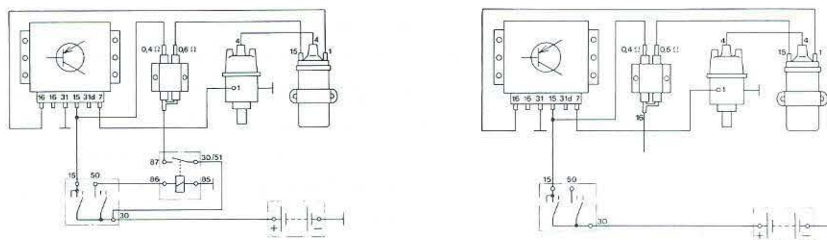
Afb. 8.15. De be onderdelen van tactpuntgestuur transistorontstek latie zijn de schakeleenheid ciale bobine. Da de schakelsche de beide mogel lingen: links wor schakelweerstar relais overbrugc over klem 16 va motor geschake

Contactpuntloze transistor-bobineontsteking
De volelektronische contactpuntloze transistorontsteking heeft nog meer voordelen dan de normale transistor (bobine-) ontsteking met contactpunten. Men onderscheidt transistorontstekingen met inductieve gever en die met Hall-gever. De transistorontsteking met Hall-gever wordt in sportmotoren, maar ook in serieproduktiemotoren toegepast. De transistorontsteking met Hall-gever is ook voor inbouwen achteraf in bestaande verdelers geschikt. Beide installaties maken meer dan 30.000 vonken per minuut mogelijk.

8.12 Contactpuntgestuurde transistorontstekingen

Bij de contactpuntgestuurde transistorontsteking nemen transistoren de taak van de onderbreker over, zijnde het onderbreken van de primaire stroom van de bobine. De mechanische onder-





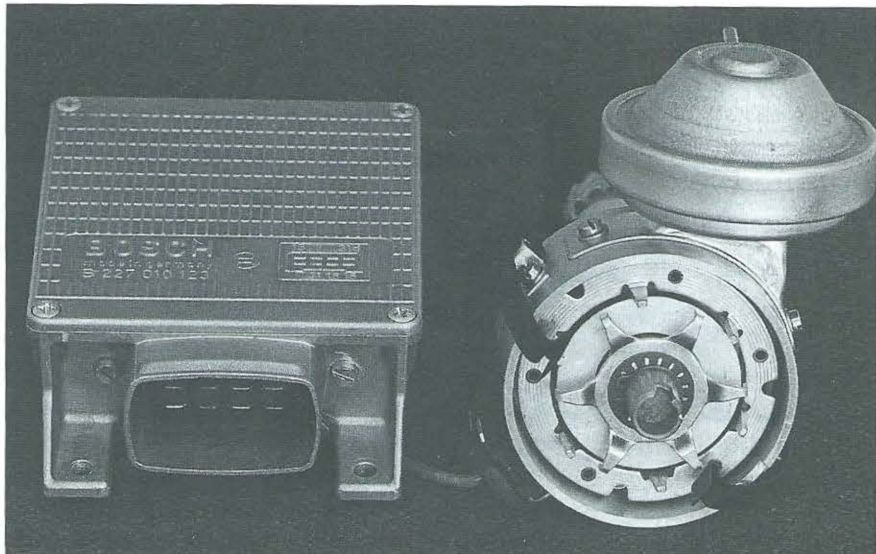
Afb. 8.15. De belangrijkste onderdelen van een contactpuntgestuurde Bosch-transistorontstekingsinstallatie zijn de schakeleenheid en de speciale bobine. Daaronder de schakelschema's met de beide mogelijke schakelingen: links wordt de voorschakelweerstand door het relais overbrugd en rechts over klem 16 van de startmotor geschakeld.

breker is echter nog niet geheel overbodig, omdat deze de zogenaamde stuurstroom van de transistoreenheid schakelt, welke veel lager is dan de normaal benodigde stroom. De onderbreker wordt door deze stuurstroom aanzienlijk minder belast, zodat de contactpunten veel langer meegaan dan bij een normale ontsteking. Daardoor is er ook minder onderhoud nodig aan de onderbreker; om de 10.000 km controle en eventueel afstellen. De contactpunten hoeven pas om de 30.000 km vernieuwd te worden. Omdat de contactpuntafstand gedurende langere tijd constant blijft, zal ook het ontstekingstijdstip - deze is mede afhankelijk van wijzigingen in de contactpuntafstand - nagenoeg hetzelfde blijven; dus niet veel verlopen.
Men is er dus van verzekerd, dat een eenmaal nauwkeurig afgesteld ontstekingstijdstip langere tijd correct blijft, zodat op dit punt geen vermogensverlies te verwachten is. Het grootste voordeel van de contactpuntgestuurde transistorontsteking is echter dat over de transistor een aanzienlijk hogere primaire stroom geschakeld kan worden. Ongeveer 9 ampère; ongeveer het dubbele van een sportbobine. Bij een tegelijkertijd gehalveerde inductie van de bobine betekent dit een aanzienlijk kortere sluitingstijd van de contactpunten (contacthoek), waarbij voldoende ontstekingsenergie wordt opgeslagen die over het gehele toerentalbereik tweemaal zo hoog is als bij de normale bobineontsteking. De contactpuntgestuurde transistorontsteking wordt echter ook door de mechanische onderbreker in het toerental begrensd. Omdat deze bij hogere toerentallen nog over een relatief hoge ontstekingsspanning en - door de geringere inductietijd - over meer ontstekingsenergie beschikt, zal zij niet zo snel door 'zwevende' contactpunten worden beïnvloed. Het maximumaantal vonken ligt bij 21.000 per minuut en kan door toepassing van speciale contactpunten verhoogd worden tot circa 24.000. Dit is voor zescilindermotoren met 8000 1/min voldoende.

8.13 Contactpuntloze transistorontsteking

Het naasthogere ontwikkelingsstadium in elektronische ontstekingsinstallaties wordt gevormd door de contactpuntloze transistor-bobineontsteking. Het weglaten van iedere vorm van mechanisch contact geeft verscheidene voordelen:

- Omdat er geen aan slijtage onderhevige onderdelen meer zijn, is een dergelijke ontstekingsinstallatie praktisch onderhoudsvrij.
- Het ontstekingstijdstip kan nauwkeuriger worden afgesteld en blijft gedurende de levensduur van de verdeler nagenoeg constant.

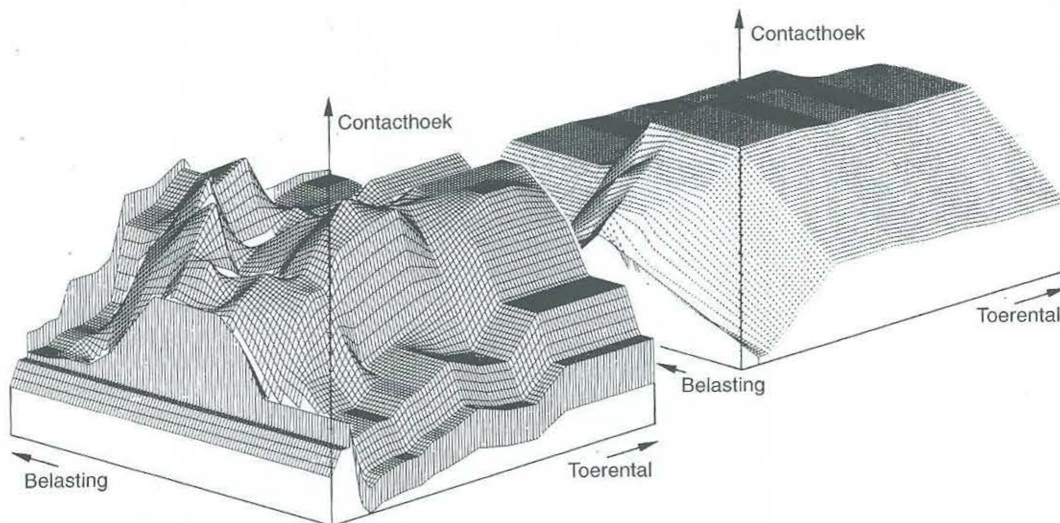


Afb. 8.16. Contactpuntloze transistorontsteking van Bosch met een inductiegever ingebouwd in de verdeler (voor zescilindermotor)

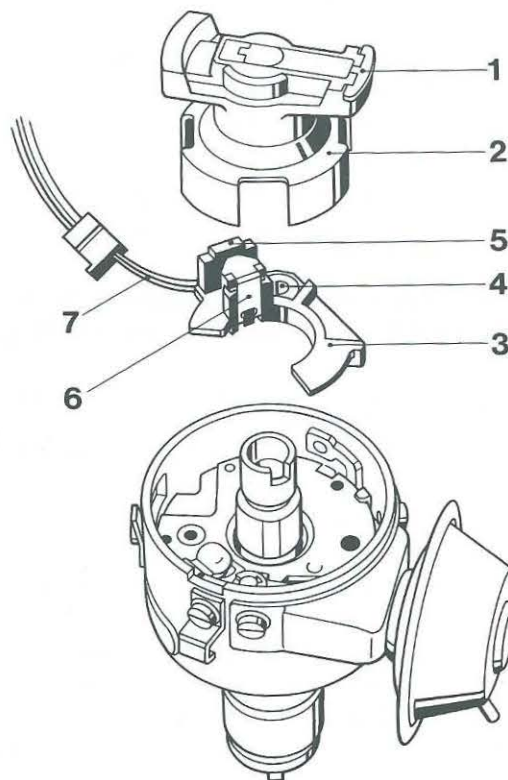
– Optimale vermogensafgifte bij laag toerental en grote bedrijfszekerheid bij hoge toerentallen (tot over 30.000 vonken per minuut) maakt de contactpuntloze transistorontsteking voor met name als toepassing voor getunede motoren tot dé oplossing van ontstekingsproblemen. Bij contactpuntloze installaties is de nokbediende onderbreker vervangen door een zogenaamde ontstekingsimpulsgever. De firma Bosch heeft hiertoe twee systemen ontwikkeld; de inductieve gever en de Hall-gever. De uitvoering met inductieve gever wordt veelal aangeduid met TSZ-i en die met Hall-gever met TSZ-h. Beide systemen hebben bij benadering gelijke voordelen.

8.14 Transistorontsteking met inductieve gever (TSZ-i)

Oorspronkelijk is deze installatie uitsluitend voor wedstrijdmotoren ontwikkeld, waarbij de inductieve gever direct vanaf de krukas werd aangestuurd. Bij de doorontwikkeling van dit systeem is de inductieve gever in het verdelerhuis ondergebracht en wel daar, waar normaal de onderbreker huist. Er zijn verdelers voor vier-, vijf-, zes- en achtcilindermotoren. De vervroeging komt overeen met die van een normale verdeler - waarvan de contactpuntloze zich uiterlijk niet onderscheidt - in die zin dat de rotor wordt verschoven. Bij vervroeging gaat deze als het ware vóór lopen. Interessant bij de TSZ-i is nog dat de bepaling van de contacthoek automatisch gerelateerd wordt aan het toerental, zodat steeds optimale waarden worden bereikt. Naast de reeds vermelde voor-



Afb. 8.17. Deze afbeelding toont een driedimensionaal weergegeven geoptimaliseerde elektronische contacthoekkarakteristiek (links) in vergelijking tot (rechts) een zuiver mechanisch verkregen contacthoek



Afb. 8.18. Het contactpuntloze Hall-gever-systeem voor inbouw in een bestaande verdeler

1 Verdelerrotor
2 Afscherming
3 Magneetstuk
4 Bevestiging
5 Chip (Hall-IC)
6 Magneet
7 Bedrading voor aansluiten impulsgever

8.15 Transist
8.16 Elektroni

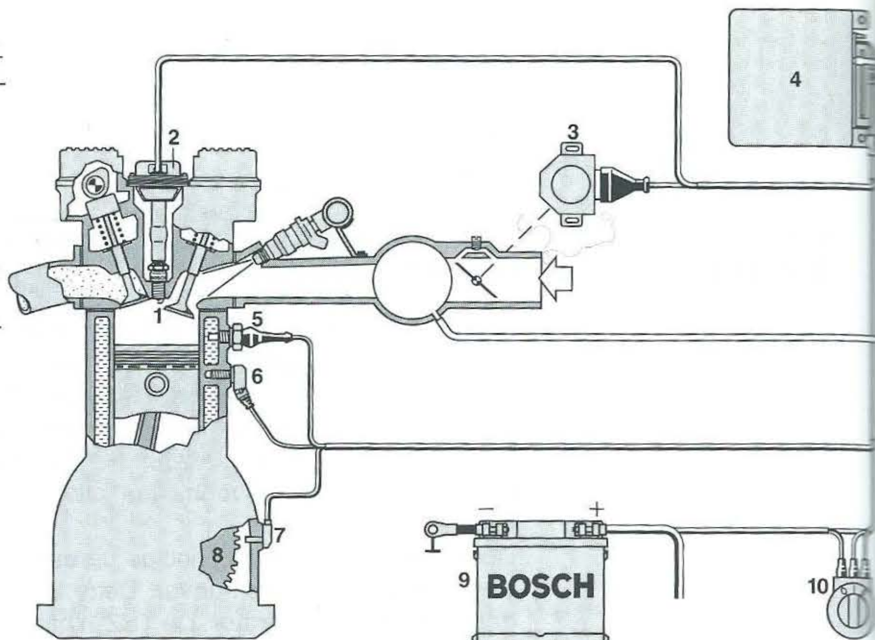
delen geeft de inductievegever in bedrijf een uiterst geringe afwijking (tolerantie) in het ontstekingstijdstip (0,3 graden tegenover normaal 1 graad). De controle van het ontstekingstijdstip is alleen bij draaiende motor mogelijk met behulp van een stroboscooplamp.

8.15 Transistorontsteking met Hall-gever (TSZ-h)

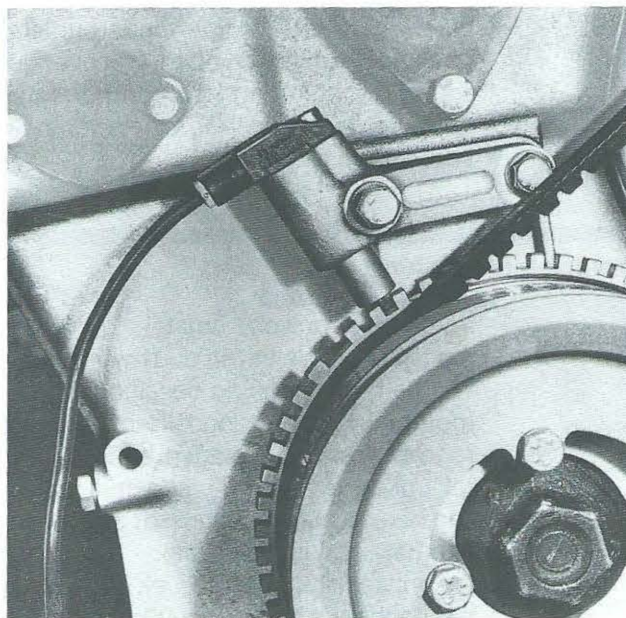
Voor inbouwen achteraf is het beste alternatief op het gebied van contactpuntloze ontstekingsinstallaties de transistorontsteking met zogenaamde Hall-gever. Het voor de aansturing benodigde Hall-signaal is een reeds lang bekend natuurkundig verschijnsel, genoemd naar de Amerikaan E. Hall. Bosch heeft inmiddels dergelijke installaties voor bijna alle gangbare motoren in het leveringsprogramma.
De installatie bestaat in principe uit een rekeneenheid, een speciale bobine en de Hall-gever. Deze laatste bestaat uit een trigger-segment en een rotor. De TSZ-h heeft dezelfde voordelen als een TSZ-i. Het naderhand inbouwen is echter wel eenvoudiger en goedkoper, omdat de contactpuntloze sturing in de normale verdeler ingebouwd kan worden. Hiertoe wordt de Hall-gever op de plaats van het normale onderbrekersysteem gemonteerd, hetgeen snel kan geschieden. Het overige werk is gelijk aan datgene wat bij de afstelling van een normale transistorontsteking moet gebeuren. Bij bestelling dient men het onderdeelnummer van de verdeler op te geven.

8.16 Elektronische ontsteking

Bij de elektronische ontsteking vervalt de mechanische vervroeging in de verdeler (en dus haar onnauwkeurigheid); de verdeling van de hoogspanning geschiedt echter nog wel mechanisch. De toerental- en belastingsafhankelijke contacthoek is echter in een regeleenheid opgeslagen en is op afroep beschikbaar. Toerental/krukasverdraaiing en de druk in het inlaatsysteem (voor bepaling van de belastingsgraad) zijn de grootheden voor de bepaling van het ontstekingstijdstip.
De ontstekingskarakteristiek - ook wel het kenveld genoemd - kan naar behoefte 1000 tot 4000 verschillende contacthoeken creëren. Daarenboven kunnen overige parameters, zoals temperatuur, ter optimalisering in het kenveld verwerkt worden. De contacthoek ten behoeve van een bepaalde bedrijfsomstandigheid wordt in het algemeen samengesteld met inachtneming van de factoren



Afb. 8.19. Functieschema van een volelektronische ontstekingsinstallatie (VEZ)
1 Bougie
2 Bobine
3 Gasklep-schakelaar (potentiometer)
4 Regeleenheid met eindtrap
5 Motortemperatuur-sensor
6 Pingelsensor
8 Tandschijf
9 Accu
10 Start-/contactslot



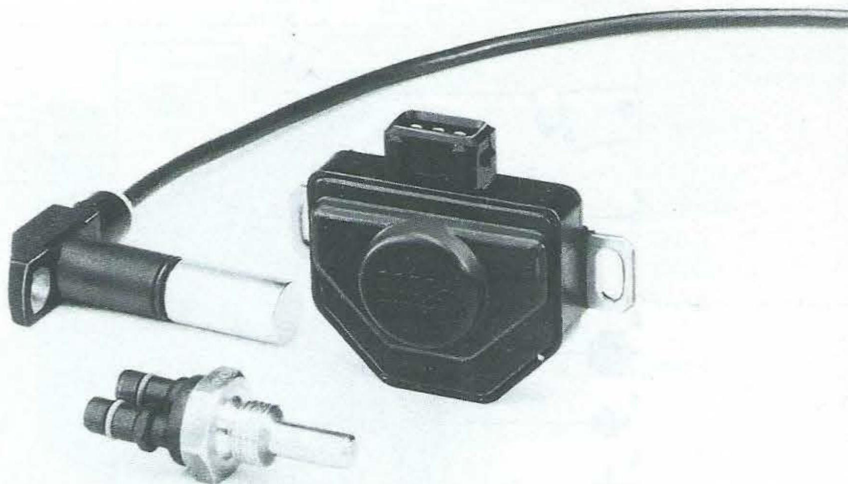
Afb. 8.20. Voor het verkrijgen van een toerentalindicatie zorgt een inductieve impulsgever, die het aantal tanden van de op de krukas gemonteerde tandschijf aftast. De krukaspositie wordt gegeven door een ontbrekende tand in de tandschijf.

brandstofverbruik, koppel (vermogen), emissie en afstand tot de detonatiegrens. De op deze wijze verkregen kenvelden zijn veel gecompliceerder dan de slechts mechanisch verkregen ontste-

Afb. 8.21. Belangr componenten van elektronische onts zijn de gasklepsch (potentiometer, rec de impulsgever (m en de motortempe sensor (onder)

8.17 Volledig e

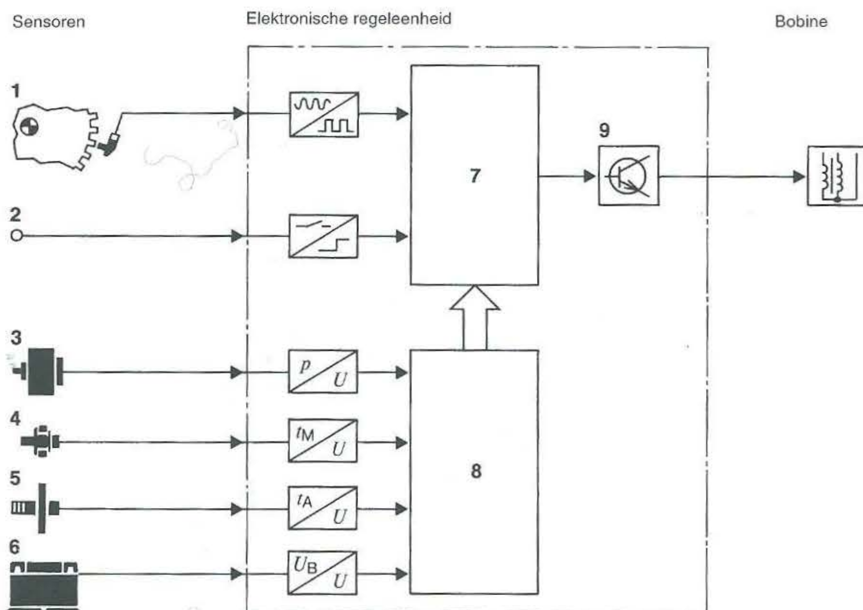
Afb. 8.21. Belangrijke componenten van een elektronische ontsteking zijn de gasklepschakelaar (potentiometer, rechts), de impulsgever (midden) en de motortemperatuursensor (onder)



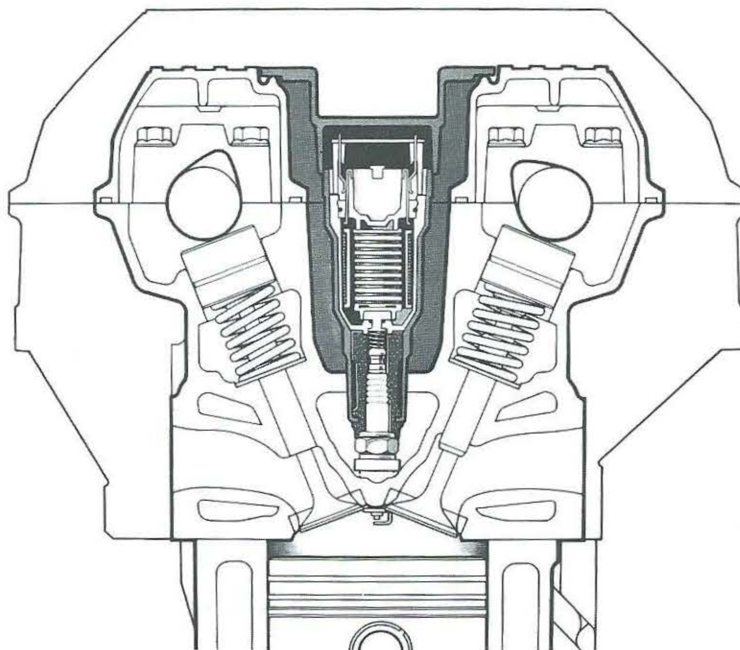
kingsvervroeging. De bepaling van het toerental geschiedt het meest nauwkeurig met behulp van een impulsgever en een met de krukas verbonden tandschijf. Het toerentalsignaal kan echter ook door de nokkenas of door de verdeler met Hall-gever geleverd worden. Deze ingangssignalen worden toegevoerd naar de elektronische regeleenheid (ECU) en daar omgevormd tot een signaal voor de ontsteking. Hiertoe is de regeleenheid uitgerust met een microprocessor die de digitaal aangeleverde signalen (toerental, gasklepstand) direct verwerkt en de analoog aangevoerde signalen (zoals druk in het inlaatgedeelte) put uit een omvormer. Om de kenveldgegevens nog kort voor de produktie van een motortype te kunnen veranderen, zijn er regeleenheden ontwikkeld met een elektronisch programmeerbare chip, EPROM genoemd (Electronically Programmable Read Only Memory), welke als enige ingrepen in het ontstekingskenveld (naderhand) mogelijk maakt. Voor het overige zijn elektronische ontstekingsinstallaties de mogelijkheden tot wijziging begrensd tot een geringe verschuiving van de impulsgever ten opzichte van de krukasstand of tot (tijdelijke) beïnvloeding van extra signalen, zoals temperatuur of gasklepschakelaar. Er zijn echter ook tuners die voor bepaalde motormodificaties dienovereenkomstig aangepaste ontstekingseenheden aanbieden.

8.17 Volledig elektronische ontsteking

De volelektronische ontsteking (VZ) komt voor wat basisprincipes en gegevensverwerking betreft overeen met een elektronische



Afb. 8.22. Dit blokschema toont de signaalverwerking in de elektronische regeleenheid, aangereikt door de diversen sensoren. 1. motortoerental- en BDP-gever, 2. schakelsignalen, bij voorbeeld gasklepschakelaar, 3. druk in inlaatbuis (MAP-sensor), 4. motortemperatuur, 5. temperatuur van de aangezogen lucht, 6. boordspanning. De signalen worden in de microprocessor (7) verwerkt, nadat zij voor een deel in een omvormer (8) van digitaal in analoog zijn omgezet. De eindtrap van de ontsteking (9) voedt de bobines.



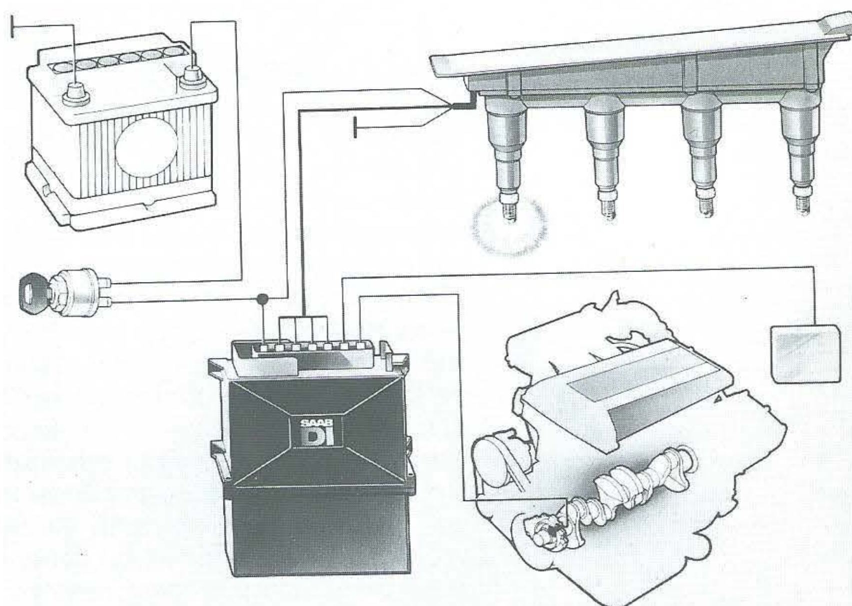
Afb. 8.23. Bij de directe ontsteking van Saab is een bobine op de bougie gemonteerd. De hoge ontstekingsspanning maakt een grote elektrodenafstand mogelijk (tot 1,5 mm) en verzekert ook bij motoren met een hoge vuldruk een goede ontsteking.

Afb. 8.24. Een du bobine van Bosch een volelektronisc steking met hoogs ningsverdeling. V viercilindermotor z bobines nodig.

Afb. 8.25. Schakel- werkingsschema va Saab DI-systeem (D Ignition). Deze werk een ontstekingsspa tot 40.000 volt, dat een capacitief syste (condensatorontste wordt gegenereerd

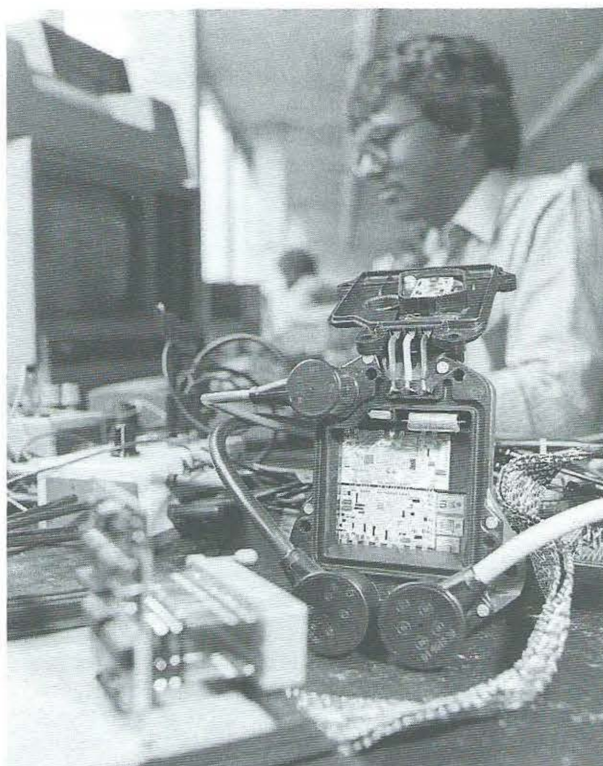
Afb. 8.24. Een dubbele bobine van Bosch voor een volelektronische ontsteking met hoogspanningsverdeling. Voor een viercilindermotor zijn twee bobines nodig.





Afb. 8.25. Schakel- en werkingsschema van het Saab DI-systeem (Direct Ignition). Deze werkt met een ontstekingsspanning tot 40.000 volt, dat door een capacitief systeem (condensatorontsteking) wordt gegenereerd.

ontstekingsinstallatie, maar bezit geen roterende hoogspanningsverdeling (de verdeler). Afgezien van de constructieve voordelen voor de motorenfabrikant, die immers geen verdeleraandrijving hoeft toe te passen, zijn de voordelen te zoeken in een gering



Afb. 8.26. Controle in het laboratorium van het ontstekingsvermogen en de karakteristiek van een volelektronisch ontstekingssysteem.

elektromagnetisch storingsniveau (geen open vonkvorming) en in een geringer aantal hoogspanningsverbindingen. De hoogspanningsverdeling geschiedt door middel van tweevonkenbobines of met éénvonksbobines voor elke cilinder (Saab), die voor motoren met een oneven aantal cilinders zonder meer nodig zijn. Intussen zijn er ook viervonkenbobines op de markt. Bij tweevonken- en viervonkenbobines worden meestal twee vonken tegelijk opgewekt. Voor de viercilindermotor heeft dit tot gevolg dat steeds de eerste en de vierde cilinder gelijktijdig ontsteken en zo ook de derde en tweede. Terwijl bij voorbeeld de eerste cilinder correct tijdens de juiste arbeidsslag ontsteekt, komt de overbodige ontstekingsvonk voor de vierde cilinder terecht in de uitlaatslag. Bij een grotere klepoverlap, zoals die bij getunede motoren vaker voorkomt, kan dit ertoe leiden dat er een ontsteking plaatsvindt terwijl de inlaatklep al opent, hetgeen vanwege het terugslaggevaar in het inlaatgedeelte niet geheel zonder gevaar is.
De elektronische regeleenheid van een volelektronische ontsteking komt in grote lijnen overeen met die van een elektronische. De eindtrap van de ontsteking kan in de regeleenheid geïntegreerd zijn (zoals bij installaties met een tweevonkenbobine) of

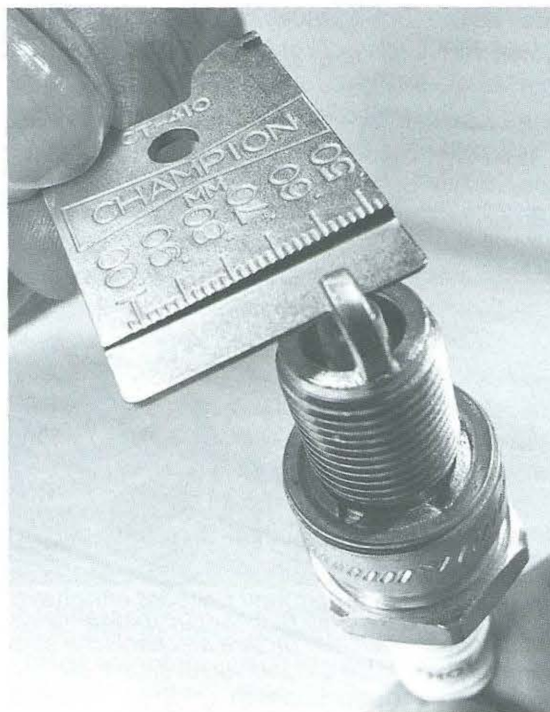
8.18 Bougies

Afb. 8.27. Met een
le voelermaat kan
trodenafstand vol
nauwkeurig word
steld. Bij de mees
gies moet deze tu
0,6 en 1,0 mm be

gecombineerd met de afzonderlijke bobine, zoals bij éénvonksbobines.

8.18 Bougies

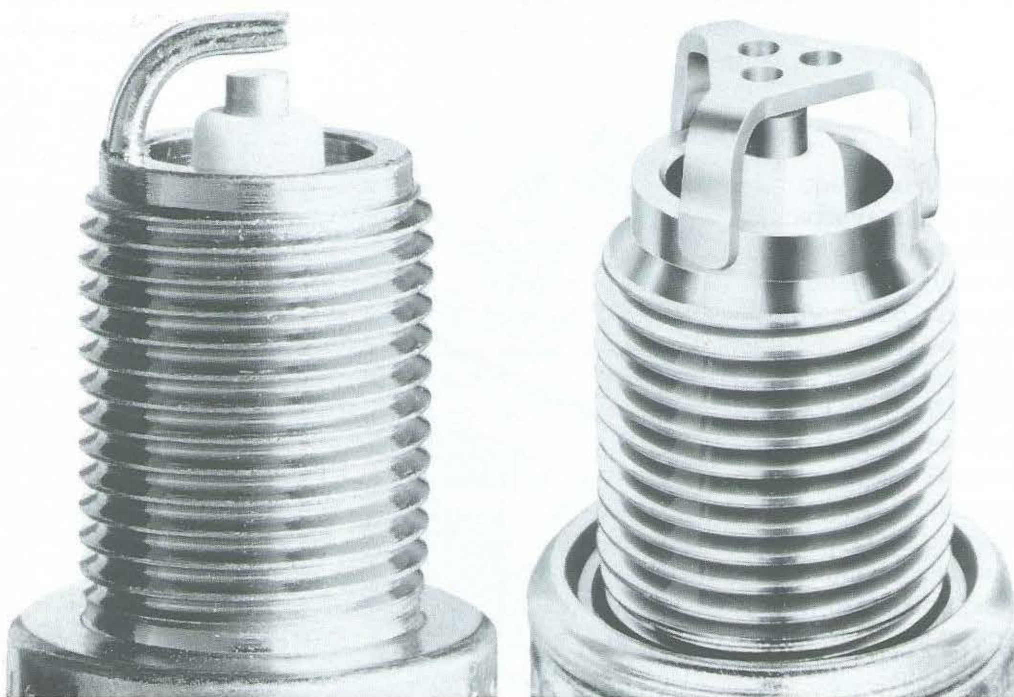
Bougies zijn verbruiksonderdelen en derhalve dienen zij regelmatig te worden vervangen. Om er zeker van te zijn dat zij het motorvermogen niet nadelig gaan beïnvloeden, verdient het aanbeveling - als er sprake is van normale bougies - deze iedere 15.000 km te vernieuwen. Speciale bougies met koper-elektroden, zilveren elektroden of platina-elektroden hebben in principe een aanzienlijk langere levensduur (tot ongeveer 50.000 km), maar zijn in aanschaf duurder. Tussen deze vervangingsintervallen dient men regelmatig de voorgeschreven elektrodenafstand te controleren, die in de loop der tijd door afbranden van de elektroden groter wordt. Bij normale bougies bedraagt deze afstand ongeveer 0,7 mm. Dit kan men controleren met een voelermaatje (er zijn speciale draaduitvoeringen voor bougies) en eventueel corrigeren door het verbuigen van de massa-elektrode. Dit relatief eenvoudige karweitje dient elke 5000 tot 8000 km uitgevoerd te worden.



Afb. 8.27. Met een speciale voelermaat kan de elektrodenafstand voldoende nauwkeurig worden afgesteld. Bij de meeste bougies moet deze tussen de 0,6 en 1,0 mm bedragen.

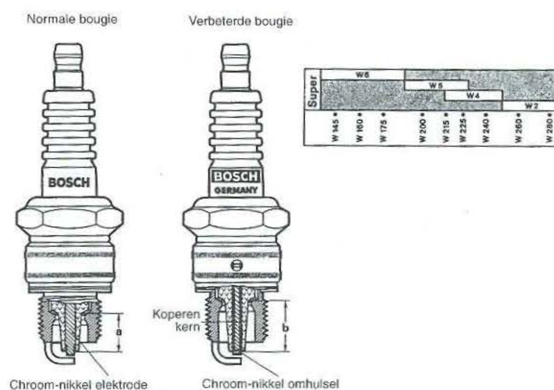
8.19 De juiste warmtegraad

Zoals bekend, zijn voor iedere motor bougies met een bepaalde warmtegraad voorgeschreven, wat terug te vinden is - althans voor een normale seriemotor - in het instructieboekje. Deze waarden liggen tussen de 145 en 225 (Bosch-aanduiding). Normale motoren met een relatief laag specifiek vermogen (en dienovereenkomstig lage verbrandingstemperaturen) hebben aan een lage warmtegraad genoeg. Sportieve motoren met een hoog vermogen vereisen daarentegen een hoge warmtegraad. Een hoge warmtegraad biedt weliswaar weerstand tegen gloeiontsteking, smelten van de elektroden en plaatselijke oververhitting in de buurt van de bougie, maar kan er ook snel toe leiden dat bij geringe belasting, dus bij rijden in de stad, stationair lopen en bij overrun, de zelfreinigende temperatuur van de bougie niet wordt gehaald, hetgeen roetvorming, verkoling en vetslaan veroorzaakt. Daarom worden veel wedstrijdmotoren, voordat de juiste bedrijfstempera-

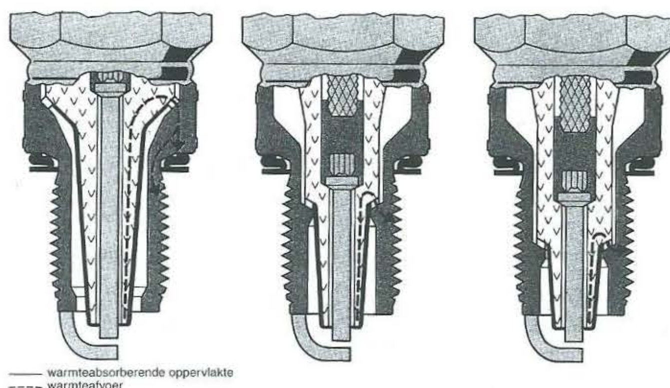


Afb. 8.28. Moderne bougie (rechts) met een drievoudige massa-elektrode. Deze vorm verbetert het ontvlammen van het mengsel, heeft een grotere mechanische stabiliteit en de elektrode kan niet fout worden afgesteld. De geringere afstand verzekert ook een levensduur tot ongeveer 50.000 km (BMW 318iS).

Afb. 8.29. Bougies met een groter warmtegraadbereik onderscheiden zich in constructie van normale bougies. In de grafiek (boven) is het bereik van de Bosch-Super-Thermo-Elastic-bougie aangegeven.



tuur is bereikt, warmgereden met 'warmloopbougies'. Aansluitend worden de racebougies gemonteerd. Extreme bedrijfsomstandigheden, zoals in een competitiemotor, doen zich zelfs bij opgevoerde seriemotoren niet voor. Desalniettemin dient men bij de keuze van de warmtegraad niet te hoog te grijpen en de juiste middenweg te vinden om de inzetbaarheid van de motor bij lage toerentallen en normaal korte-afstandsverkeer niet te veel in te perken.
Zulke problemen kan men omzeilen door het toepassen van bougies met een breed warmtegraadbereik. Deze bougies omspannen bij voorbeeld de warmtegraad 200 tot 250 (Bosch-aanduiding) en kunnen worden toegepast waar bougies met een warmtegraad van 225 te laag zijn en die met 240 te hoog. Bij deze speciale bougies gaat het meestal om exemplaren met een platina- of koperelektrode. Hetzelfde effect belooft Bosch met haar Super-bougie met de aanduiding 'Super Thermo Elastic', hetgeen ook op breed warmtebereik moet duiden. Bij deze bougie heeft de centrale elektrode, die meestal uit een chroom/nikkel-legering bestaat (als het niet een zilver- of platina-elektrode is), een koperen kern die in eerste instantie voor het bredere bereik verantwoordelijk is. Overeenkomstige eigenschappen vertoont de Champion-bougie met dubbele koper-elektrode (aanduiding CC).
Ten aanzien van de warmtegraad merken wij nog op dat de fabrikanten geen gestandaardiseerde aanduiding voor hun produkten hebben ontwikkeld, zodat het vaak niet eenvoudig is, overeenkomstige bougies van verschillende producenten te vinden. De firma's Bosch en Beru kenden tot nu toe gelijke aanduidingen. Bosch is inmiddels op een ander systeem overgegaan, zodat ook hier een vergelijking moeilijk wordt. Van Bosch zijn overigens tabellen verkrijgbaar, die vergelijkingen tussen diverse fabrikaten mogelijk maken. Daarbij is het belangrijk bij de keuze van de warmtegraad uit te gaan van de seriemotor. Licht getunede motoren hebben meestal geen wijziging van de warmtegraad



Afb. 8.30. Bougies met een hoge warmtegraad (warme bougies) hebben een grotere warmteopnamecapaciteit tengevolge van een groter isolatorvoetoppervlak en een langere isolator (links). Deze isolator neemt veel warmte op; de warmteafvoer is gering. Bougies met een gemiddelde of lage warmtegraad (midden en rechts) hebben een kleiner isolatorvoetoppervlak en geven de warmte, tengevolge van de kortere weg, sneller af.

nodig. Bij een hogere vermogensstijging is vanwege de hogere compressie en de hogere temperatuur meestal een bougie met een naasthogere warmtegraad nodig. Op zijn minst moeten deze worden gebruikt als er zich gloeiontstekingen voordoen en de bougie sterk verbrande elektroden of smeltverschijnselen vertoont. Neigt de bougie daarentegen tot roetvorming, dan is de naastlagere warmtegraad beter geschikt.

Nog iets! In de winter kan men ook een lagere warmtegraad gebruiken om de koudloopeigenschappen en het starten van de motor te verbeteren. Lange afstanden met volgas zijn echter dan te vermijden, omdat een te lage warmtegraad ook motorschade kan veroorzaken door plaatselijke oververhitting.

Vaak worden in de accessoirehandel 'wonderbougies' aangeboden met veelzeggende beloftes tegen een hoge prijs. Uit ervaring bevelen wij u aan normale merkbougies te gebruiken of indien nodig, terug te vallen op de speciale bougies van Bosch of Beru. Wonderbougies die het benzineverbruik verminderen en gelijktijdig het vermogen verhogen, bestaan niet en er is weinig hoop dat zij ooit worden uitgevonden. Wel kunnen bougies door een onjuiste warmtegraad, foutieve elektrodenafstand, afzettingen, beschadigde isolator enz. tot een overslaande motor en een afname van het vermogen leiden.

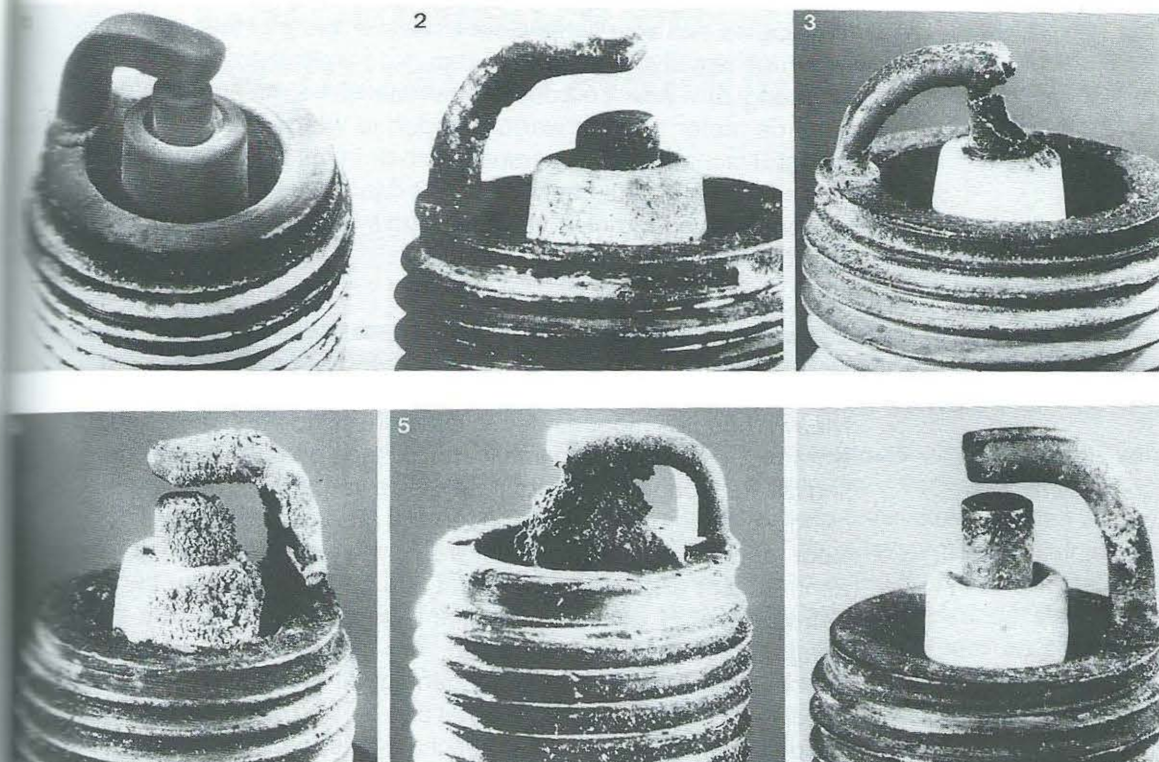
8.20 Het uiterlijk van de bougie

Het uiterlijk van de bougie geeft uitsluitsel ten aanzien van een goede carburateurafstelling, de toestand van de motor, maar ook





Afb. 8.31. He
Foto 1: De ve
mengsel of e
Foto 2: De el
Foto 3: Smelt
ontsteking. O
ontoereikend
Foto 4: Afzett
kelen op and
Foto 5: Sterk
men; de bou
Foto 6: Het 'v
kunnen onde



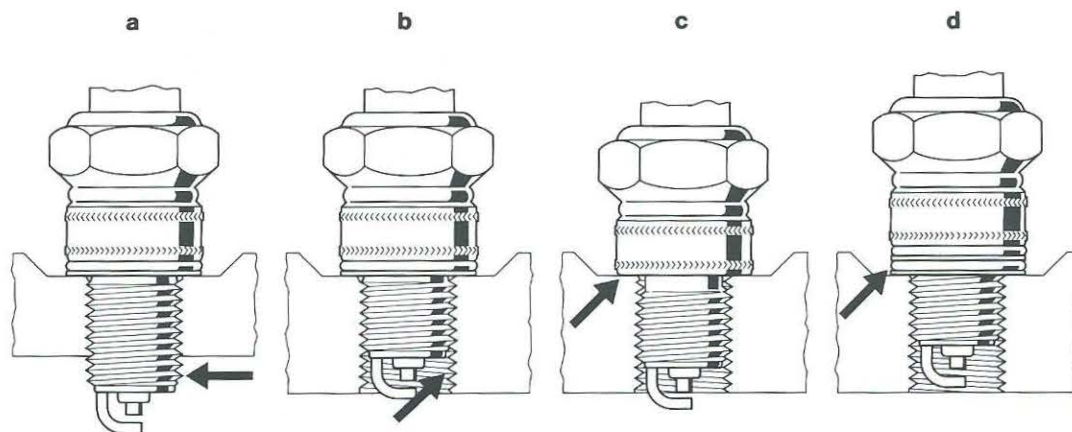
Afb. 8.31. Het bougie-uiterlijk geeft een indicatie van de verbranding.
Foto 1: De verbranding is zo te zien in orde, lichte roetafzetting is een indicatie van een iets te rijk mengsel of een te hoge warmtegraad van de bougie.
Foto 2: De elektroden zijn afgebrand, de bougie moet worden vernieuwd.
Foto 3: Smeltverschijnselen aan de massa- en centrale elektrode duiden op oververhitting of gloeiontsteking. Oorzaken kunnen zijn: afzettingen in de verbrandingsruimte, onjuist ontstekingstijdstip, ontoereikende koeling of een te arm mengsel.
Foto 4: Afzettingen die door benzine- of olietoevoegingen worden veroorzaakt; vaak is het omschakelen op andere benzine of olie de oplossing.
Foto 5: Sterke afzettingen (meestal lood- en koolstofverbindingen) kunnen een overbrugging vormen; de bougie kan daardoor niet meer functioneren, maar nog wel worden gereinigd.
Foto 6: Het 'verglazen' is eveneens te wijten aan benzine- en olietoevoegingen. Deze afzettingen kunnen onder vollast geleidend worden en het ontsteken nadelig beïnvloeden.

over de juiste warmtegraad. De volgende regeltjes zijn daarbij van toepassing. Is de isolatorneus midden- tot lichtbruin en de rest donkergrijs, dan is de warmtegraad van de bougie juist; mengselvorming en motor zijn in orde. De bougie vertoont een zwarte roetaanslag; dan is de warmtegraad eventueel te hoog. Eerder nog is het mengsel te rijk of worden er te veel korte ritten gereden, c.q. te veel stadsverkeer. Doet zich dit verschijnsel bij één bougie voor en de rest ziet er gezond uit, dan kan dit liggen aan een

defecte bougiesteker, bougiekabel of ontstoringssteker. Vertonen de bougies een zeer lichte kleur (meestal lichtgrijs tot grijswit) en eventueel smeltverschijnselen, dan is de warmtegraad te laag of het mengsel te arm. Voordat u op het uiterlijk van de bougie afgaat, dient de motor grondig warm gereden te worden. Dan direct na vollast uitschakelen, de versnellingsbak in vrij zetten en de auto op een veilige plaats neerzetten. Let daarbij goed op het overige verkeer. Het beoordelen van het bougie-uiterlijk na een kort ritje kan tot foutieve conclusies leiden.

8.21 Het monteren van nieuwe bougies

Nieuwe bougies mogen nooit in een hete cilinderkop gemonteerd worden. De bougiedraad kan hierbij schade oplopen en na afkoeling zit de bougie muurvast. De geldt vooral voor lichtmetalen cilinderkoppen; gietijzeren koppen zijn hiervoor minder gevoelig. Voor het monteren kan men wat grafiet op de schroefdraad aanbrengen; niet te veel want dat zou de warmteafvoer kunnen beïnvloeden. Nooit olie gebruiken! De bougie de eerste paar gangen met de hand indraaien, om de schroefdraad niet te beschadigen. Gaat dit moeilijk, dan ligt dit meestal aan een iets beschadigde schroefdraad die met een tap nog gered kan worden. Als de schroefdraad te zwaar beschadigd is, wat in principe alleen bij lichtmetalen exemplaren voorkomt, kan een nieuwe schroefdraad (Heli-coil, Time-sert) nog uitkomst bieden. Nieuwe bougies met vlakke afdichtring dient men meer aan te halen (circa 90 graden) dan die met een conische afdichting (circa 15 graden).

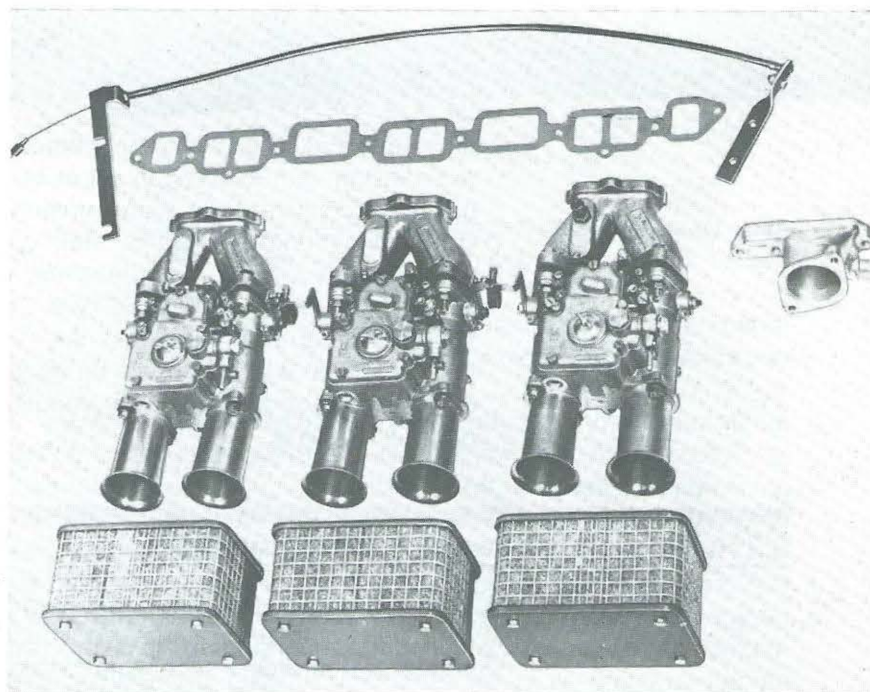


Afb. 8.32. In het bijzonder bij bougies met een vlakke afdichting is de kans op foutieve montage het grootst. a. schroefdraad te lang, b. schroefdraad te kort, c. pakkingring ontbreekt, d. een pakkingring te veel.

9 Carburateurs en carburateurafstelling

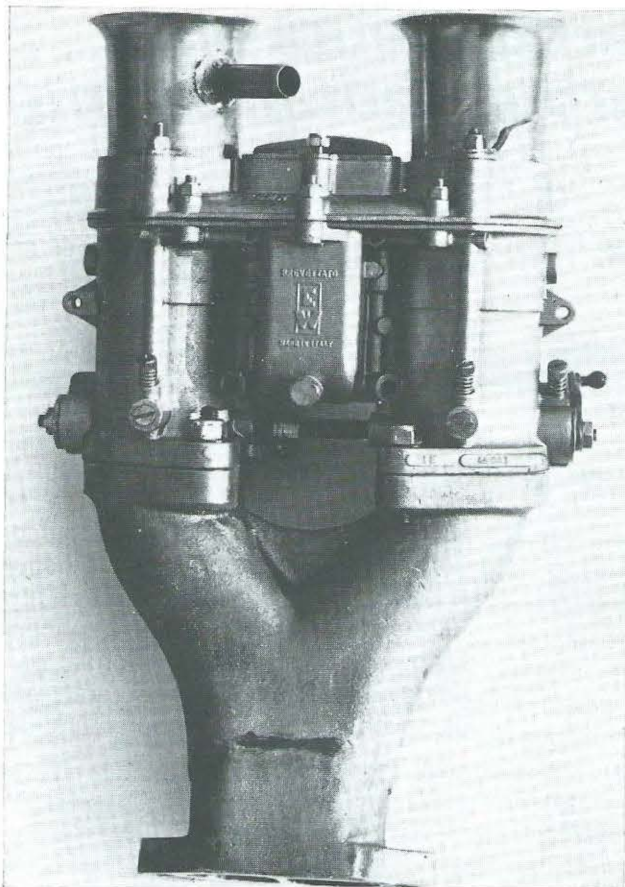
9.1 Inleiding

In de jaren zeventig werden carburateurs bij ottomotoren veruit het meest toegepast. Intussen zijn deze vanwege emissiebepalingen (uitlaatgasnormen) in de meer ontwikkelde landen verdrongen door elektronisch geregelde inspuitsystemen. Desalniettemin is het voor het begrip belangrijk en nuttig functies en afstelmogelijkheden van de carburateur te kennen. Ook al omdat steeds meer historische motoren weer worden gerestaureerd en getuned, is enige carburateurkennis een prae, omdat de beste motor-tuning niets voorstelt als de carburateurs niet kloppen of niet goed zijn



Afb. 9.1. Drie dubbele carburateurs voor een Opel-zescilindermotor. Deze carburateurbezetting is voor een specifiek vermogen tot 60 kW/L (80 pk/L) voldoende.

Afb. 9.2. Deze dubbele Weber-valstroomcarburateur 46 IDA3 is een uitgesproken sportcarburateur met een grote doorlaat. Bij Porsche Salzburg behoorde deze tot de standaarduitrusting van de VW Rallye-Kever die daarmee een vermogen van ongeveer 90 kW (120 pk) bereikte.



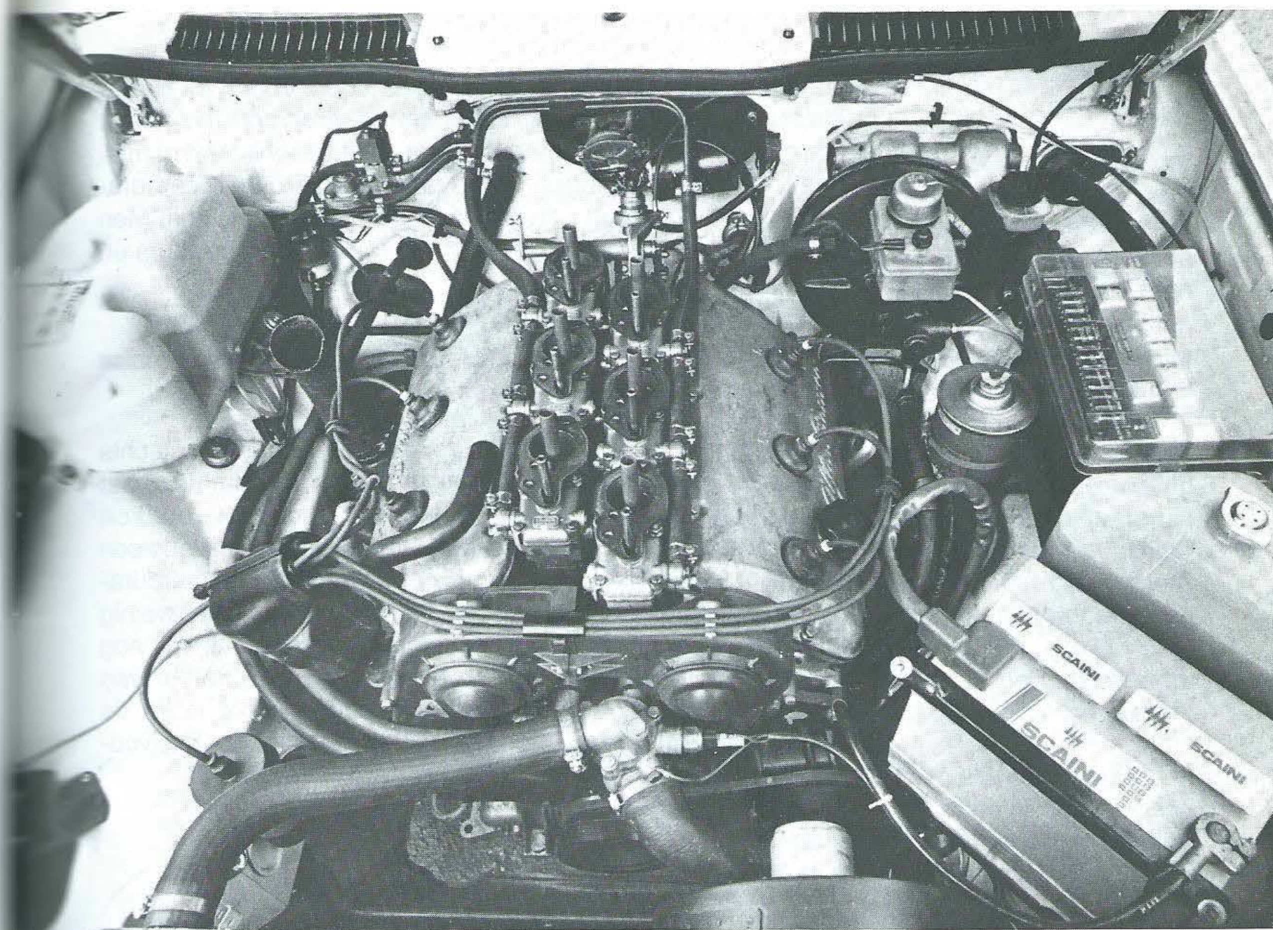


Afb. 9.3. Zes DellC
van de Alfa 6. Een

afgesteld. Er zijn echter op dit gebied net zoveel mogelijkheden ten aanzien van afstellingen als er carburateurtypen zijn, die de beste beschrijving, een ruime ervaring en intensief testen niet kunnen vervangen. Een carburateur op de juiste wijze aanpassen of van een nieuwe sproeierbezetting voorzien, heeft niet alleen leken, maar ook vaklui grijze haren bezorgd. Jammer genoeg kunnen we vanwege de ruimte niet elk carburateurtype beschrijven. Wij willen u er echter wel op wijzen dat van praktisch iedere carburateur nog wel gegevens verkrijgbaar zijn, hetgeen in veel gevallen nuttig is.

9.2 Hoeveel carburateurs, welke carburateurs

Uitgaande van de stromingsrichting van het mengsel onderscheidt men valstroomcarburateurs en horizontale carburateurs. Ook werden carburateurs schuin gemonteerd. De vroeger toegepaste



Afb. 9.3. Zes DellOrto-valstroomcarburateurs verzorgen de goede vulling van de 2,5 liter V-motor van de Alfa 6. Een hoog specifiek vermogen, maar het afstellen kan problemen opleveren.

stijgstroomcarburateur, waarbij het mengsel loodrecht naar boven steeg, c.q. werd aangezogen, is alleen nog maar bij zeer historische motoren te vinden.

Voor tuning zijn alleen valstroomcarburateurs - waarbij het mengsel loodrecht naar beneden 'valt' - en horizontale carburateurs van belang.

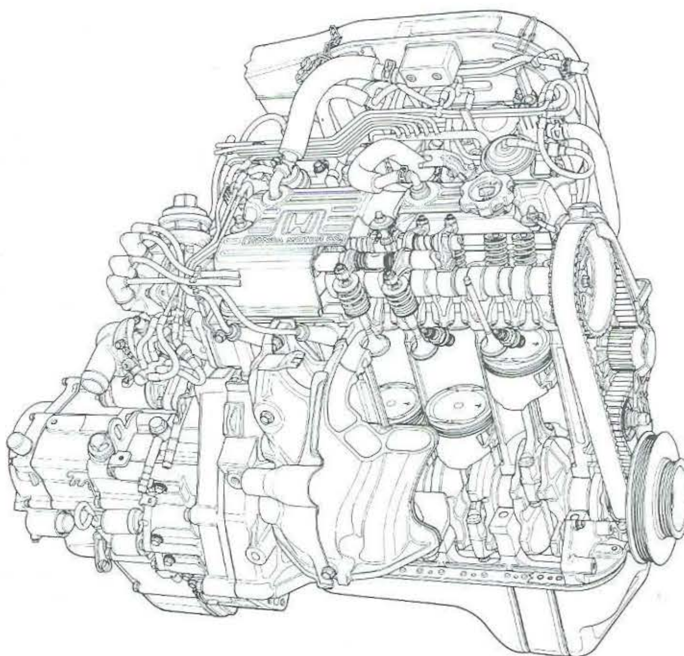
In veel gevallen zal men bij het ombouwen naar meer carburateurs het oorspronkelijke soort carburateur gebruiken. Als de motor van huis uit een valstroomcarburateur heeft, zal men bij toepassing van twee carburateurs, twee valstroomcarburateurs monteren of één dubbele valstroomcarburateur.

Veelal kan men echter ook vanwege ruimteproblemen of met het oog op stromingsproblemen van valstroomcarburateurs overgaan op horizontale carburateurs. Omgekeerd is overgaan van horizontale carburateurs op valstroomcarburateurs vanwege de hoogte

meestal niet mogelijk en tevens tamelijk zinloos. Voor welk carburateurconcept men uiteindelijk kiest, hangt af van de motor, het aantal en de plaats van de inlaatkanalen en de beschikbare ruimte. Binnen de basisverdeling in valstroom- en horizontale carburateurs kent men ook nog verschillende uitvoeringsprincipes. Men onderscheidt enkele carburateurs, meervoudige carburateurs en registercarburateurs.

9.3 De enkele carburateur

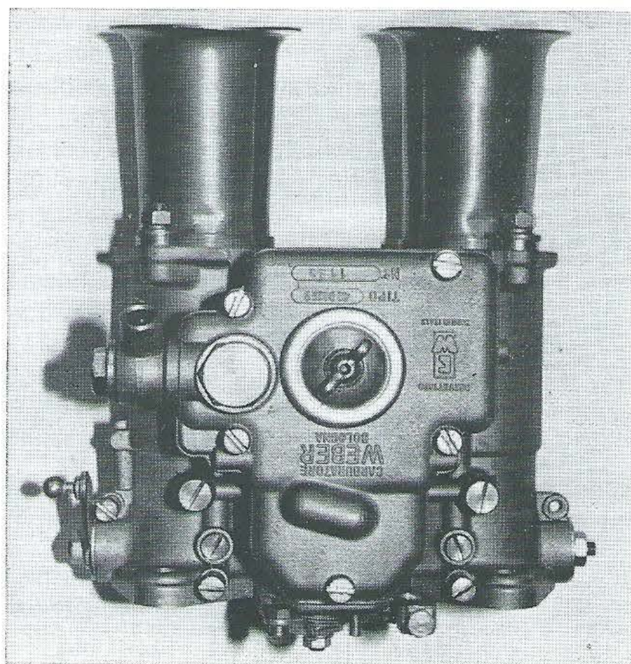
De enkele carburateur heeft, zoals de naam al suggereert, slechts één doorlaat, één gasklep en één vlotterkamer. Omdat deze het goedkoopst geproduceerd kan worden, werd deze tot voor kort nog in veel auto's toegepast. Vooral in landen waar de milieueisen nog niet zo streng zijn als in West-Europa wordt dit type carburateur nog veel gemonteerd in de auto's met motoren met weinig vermogen. Motoren met katalysator worden echter vaak ook nog door een - weliswaar elektronisch geregelde - carburateur van mengsel voorzien. Als er iets meer vermogen nodig is en de motorbouw dit toelaat, treft men vaak ook twee of meer enkelvoudige carburateurs aan.



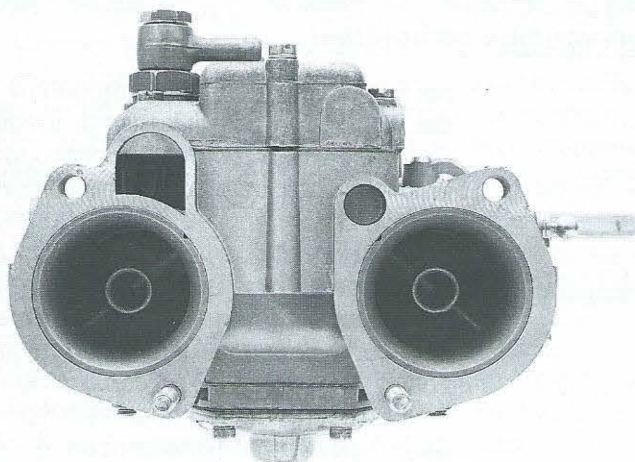
Afb. 9.4. Met name Japanse fabrikanten voorzien motoren met meer kleppen per cilinder nog van carburateurs. Op deze afbeelding de viercilindermotor met drie kleppen per cilinder van Honda die met twee Keihin-valstroomcarburateurs (constant onderdruk) is uitgerust (80 kW (109 pk) bij 5800 1/min).

9.4 De meervoudige carburateur

Als het erom gaat meer vermogen uit een motor te halen, zonder dat er benzine-inspuiting wordt toegepast, is het normaal meer carburateurs te monteren met het oogmerk dat iedere carburateur zo min mogelijk (liefst maar één) cilinders van mengsel hoeft te voorzien. Voor sport- en wedstrijdmotoren is deze methode (één doorlaat per cilinder) zonder meer gewenst. Hierdoor bereikt men niet alleen een betere cilindervulling en minder kromme en toch kortere aanzuigwegen, maar ook wordt de individuele cilinder niet beïnvloed door de mengselstroming van de overige cilinders, zoals dat het geval is bij carburateurs die meer cilinders moeten bevoorraden. De hierdoor verkregen betere mengselverdeling geeft ook een brandstofbesparing, omdat het specifiek verbruik (aan het vermogen gerelateerd: gram per kW/uur) gunstiger wordt. Een motor met één carburateurdoorlaat per cilinder verbruikt bij gelijke vermogensafgifte minder dan een motor met een carburateur voor alle cilinders.
Om nu dit doel - betere vulling en mengselverdeling - te bereiken, kan men voor elke cilinder één enkele carburateur toepassen, hetgeen in veel gevallen ook gebeurt.
Uit een principe van eenvoud en uit ruimteoverwegingen heeft men echter een carburateur ontworpen, die twee (en in sommige gevallen drie) doorlaten heeft. Men noemt een dergelijke carburateur een dubbele carburateur c.q. drievoudige carburateur. Deze



Afb. 9.5. De voor tuningdoeleinden meest interessante carburateur: de Weber 40DCOE. De beide meegeleverde inlaatkelken zijn gepolijst en afgestemd. Zij verzorgen een weerstandsarme toegang voor de aangezogen lucht.

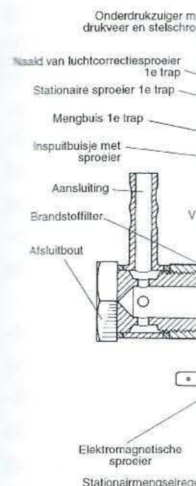


Afb. 9.6. Dubbele carburateurs met zo mogelijk een separate doorlaat per cilinder, geven het meeste vermogen. De foto toont vanaf de flenszijde een Solex ADDHE-carburateur. De venturi is goed te zien.

heeft één gemeenschappelijke vlotterkamer, maar twee gaskleppen en twee volledig gescheiden sproeierbezettingen. Om een gelijktijdige (synchrone) bediening van de gaskleppen te garanderen, worden deze op een gemeenschappelijke as gemonteerd of worden door in elkaar grijpende tandkwadranten met gelijke diameter bediend. Men kan dus als men ter verhoging van het vermogen de vullingsgraad wil verbeteren, uitgaande van een enkele carburateur, overgaan op twee of meer enkelvoudige carburateurs of op één of meer dubbele carburateurs. In veel gevallen vormt het monteren van dubbele carburateurs de eenvoudigste oplossing, terwijl ook vaak de voorkeur moet worden gegeven aan enkelvoudige carburateurs. Het vervangen van twee enkele carburateurs door één dubbele carburateur heeft daarentegen weinig zin, wat ook voor het omgekeerde geldt.
Dubbele carburateurs werden vooral bij motoren met een sportief karakter toegepast, maar ook wel bij normale seriemotoren. Zo kennen de Ford-V6-motoren en de Alfasud ti een dubbele valstroomcarburateur. De Alfa Romeo Giulietta, Sprint GTV, Alfetta, Renault R8 Gordini, NSU TTS, Lancia Fulvia HF en de Simca 1000 Rallye 2 hebben twee dubbele carburateurs. Zes dubbele carburateurs voorzien de twaalfcilindermotor van de Lamborghini Countach van mengsel; de Ferrari 512 BB beschikt over vier drievoudige carburateurs.

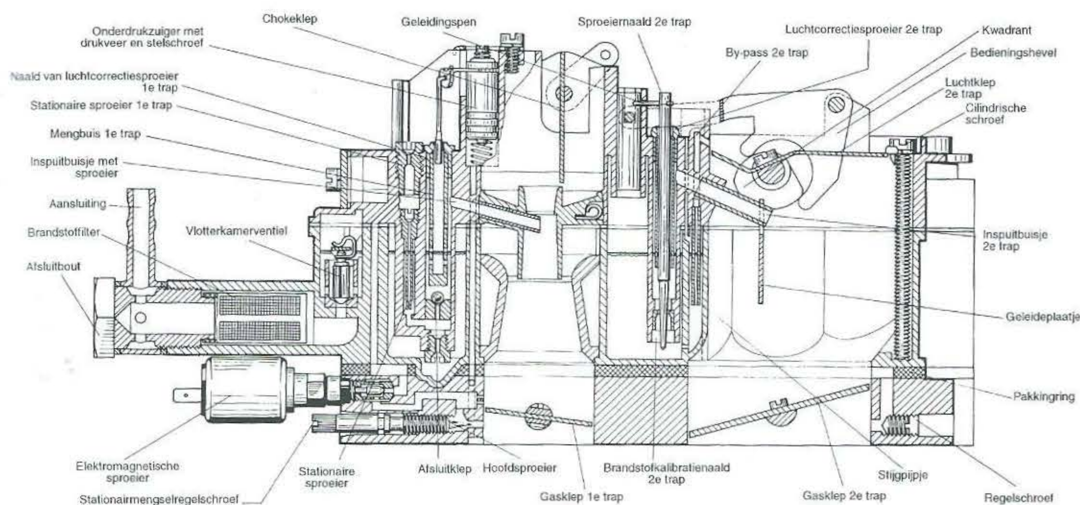
9.5 De registercarburateur

Registercarburateurs zijn in principe ook dubbele carburateurs, omdat deze ook twee doorlaten, twee gaskleppen, twee geschei-



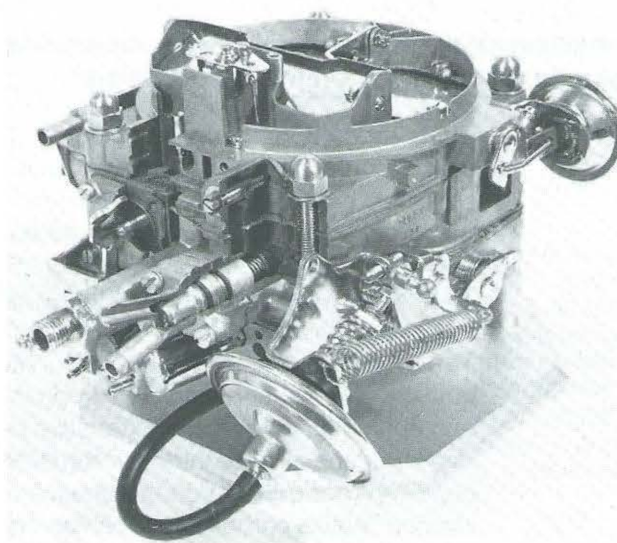
Afb. 9.7. Het apar dens deellast wer dubbele registerc

Afb. 9.8. De Solex 4A1 registercarbu voor vermogens t kW (200 pk) vold



Afb. 9.7. Het aparte van de registercarburateur is de relatief nauwe primaire doorlaat (links), die tijdens deellast werkzaam is. De 2e-trap (rechts op de tekening) wordt bij vollast werkzaam (Solex dubbele registercarburateur 4A1).

den hoofdsproeiersystemen en een gemeenschappelijke vlotterkamer hebben. Het wezenlijke verschil met de 'echte' dubbele carburateur is echter dat bij de registercarburateur in het onderste deellastbereik slechts één gasklep opent en dus één doorlaat vrijmaakt. De tweede doorlaat wordt later, hetzij mechanisch, hetzij door onderdruk, open gezet. Bij vollast zijn beide kanalen



Afb. 9.8. De Solex dubbele 4A1 registercarburateur is voor vermogens tot 175 kW (200 pk) voldoende

volledig geopend. Hierdoor bereikt men bij vollast relatief grote doorlaatdiameters en zeer goed opnemen bij het accelereren. Nog een belangrijk verschil is dat beide doorlaten in een gemeenschappelijk spruitstuk uitmonden, zodat dus bij registercarburateurs geen gescheiden mengseltoevoer per cilinder mogelijk is. Daarom treft men bij uitgesproken sportmotoren nooit registercarburateurs aan. Toch is de registercarburateur een goed alternatief als men een relatief hoog specifiek vermogen wenst en daarbij een bij lagere toerentallen soepel draaiende motor. In de serieproduktie werden registercarburateurs vaker toegepast dan dubbele carburateurs.

Bij motoren met een groter aantal cilinders werden vroeger meestal twee registercarburateurs met elk twee doorlaten gebruikt (bij voorbeeld bij de BMW 2500/2800/3.0). Vanwege het relatief moeilijk afstellen van deze uit registercarburateurs samengestelde dubbele carburateurs, greep men voor grotere motoren graag terug op registercarburateurs met vier doorlaten; de zogenaamde viervoudige carburateur. Een dergelijke carburateur heeft twee kleinere doorlaten voor het onderste deellastbereik en twee grotere doorlaten ten behoeve van een hoog vermogen. Deze vervangt in principe twee gelijksoortige registercarburateurs. De viervoudige Solex 4A1 carburateur werd door veel bekende autofabrikanten toegepast. De modellen van BMW (520/525/ 528/630 CS), Mercedes (250/280/280S) en de Rolls Royce Camargue hebben deze moderne viervoudige carburateurs gedurende lange tijd gemonteerd gekregen. Voorts werd het principe van de viervoudige carburateur veelvuldig toegepast op Amerikaanse auto's; befaamd is de Rochester Quadrajet carburateur.

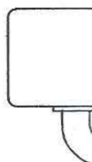
9.6 De combinatie carburateur en inlaatspruitstuk

Zoals reeds opgemerkt, kan door toepassing van twee of meer carburateurs het vermogen vergroot worden en kan men het specifiek brandstofverbruik verlagen. Dat door toepassing van meer carburateurs de vullingsgraad en daarmede ook het vermogen verbeterd wordt, heeft twee oorzaken.

Ten eerste wordt bij vollast het totale openstaande gasklepoppervlak groter, zodat de motor meer mengsel kan aanzuigen.

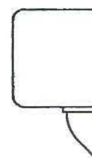
Ten tweede kan men bij toepassing van meer carburateurs beter ontworpen inlaatspruitstukken gebruiken die korter zijn en over een optimale stromingskarakteristiek beschikken. Dit resulteert in een lager specifiek brandstofverbruik, omdat door een individuele afstelling (per cilinder) de mengselverdeling geoptimaliseerd kan worden. Welke carburateurtypen en combinaties met inlaatspruit-

a

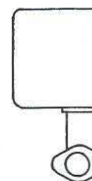




b



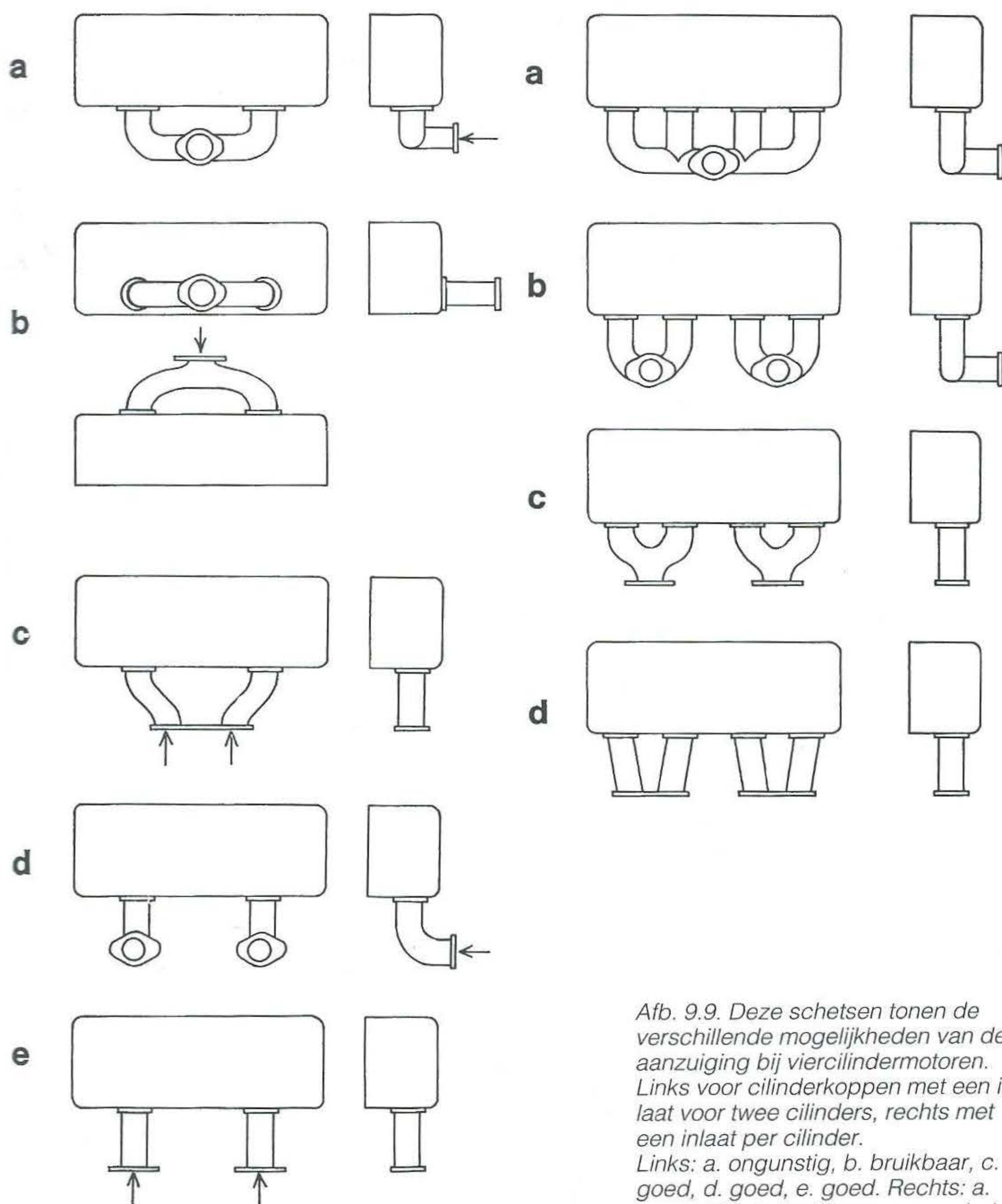
c



d



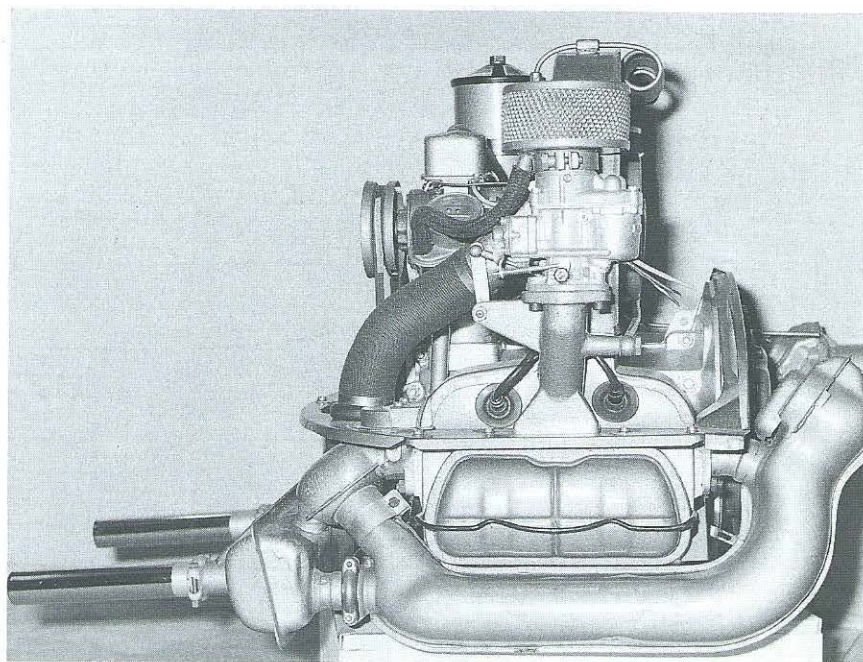
e



Afb. 9.9. Deze schetsen tonen de verschillende mogelijkheden van de aanzuiging bij viercilindermotoren. Links voor cilinderkoppen met een inlaat voor twee cilinders, rechts met een inlaat per cilinder. Links: a. ongunstig, b. bruikbaar, c. goed, d. goed, e. goed. Rechts: a. ongunstig, b. bruikbaar, c. goed, d. zeer goed.

stukken het beste zijn, verschilt van motor tot motor en is mede afhankelijk van de vormgeving en plaats van de inlaatkanalen in de cilinderkop.
In principe blijft echter gelden dat voor een maximaal vermogen voor elke cilinder een 'eigen' carburateurdoorlaat ter beschikking moet staan.
Deze regel wordt praktisch bij alle wedstrijd- en sportmotoren toegepast, met uitzondering daar, waar het reglement het aantal carburateurs en de spruitstukken voorschrijft.
In de tuning-praktijk is het tegemoetkomen aan de eis van één carburateurdoorlaat per cilinder niet altijd mogelijk. Zo zijn er seriemotoren met cilinderkoppen, waarbij de inlaatkanalen in de kop vertakken. Deze koppen hebben aan de buitenzijde minder inlaten dan er cilinders zijn. Bij viercilindermotoren zijn dan meestal twee 'siamese' inlaten beschikbaar (bij voorbeeld bij de oude stoterstangenmotor van de Opel Kadett, Fiat 850, VW 1200/1300/1500) en bij zescilindermotoren drie of vier inlaten.
Zelfs als men het geluk heeft een viercilindermotor met vier inlaten in de cilinderkop te bezitten, dan nog is het niet gezegd dat er vier enkelvoudige of twee dubbele carburateurs gemonteerd kunnen worden. Het te dicht naast elkaar liggen van de inlaten of andere ruimteproblemen staan montage van een dergelijke installatie in de weg.
Omdat ook de keuze van het type carburateur (enkel, dubbel, register, valstroom of horizontaal) sterk afhankelijk is van het type motor, kunnen ook hiervoor geen algemene regels worden gegeven. Wij kunnen u alleen aanraden uit te zien naar de meest toegepaste carburateurtypen, waarmee ook met betrekking tot de afstelling de meeste ervaring is opgedaan. Ten aanzien van bepaalde toepassingen zijn bepaalde typen carburateurs uitermate geschikt (dus populair) gebleken. Van deze carburateurs en voor de auto's waarin zij werden toegepast, zijn veelal complete sets leverbaar met informatie over inbouwen en afstellen.
Bijzonder vaak wordt de horizontale carburateur Weber 40 c.q. 45DCOE toegepast. Als valstroomcarburateur werden tot nu toe de Zenith-carburateur 32/36 NDIX of Solex 40 PII gemonteerd. Voor grotere doorlaten werd vaak de dubbele valstroomcarburateur Weber 46IDA3 gebruikt, die echter relatief hoog is en waarvoor dus moeilijk een plaatsje gevonden kan worden. Voor een eenvoudige installatie met twee carburateurs kunnen wij u de Solex-valstroomcarburateur 32 PICB of 34 PCI (beide enkelvoudig) aanbevelen.

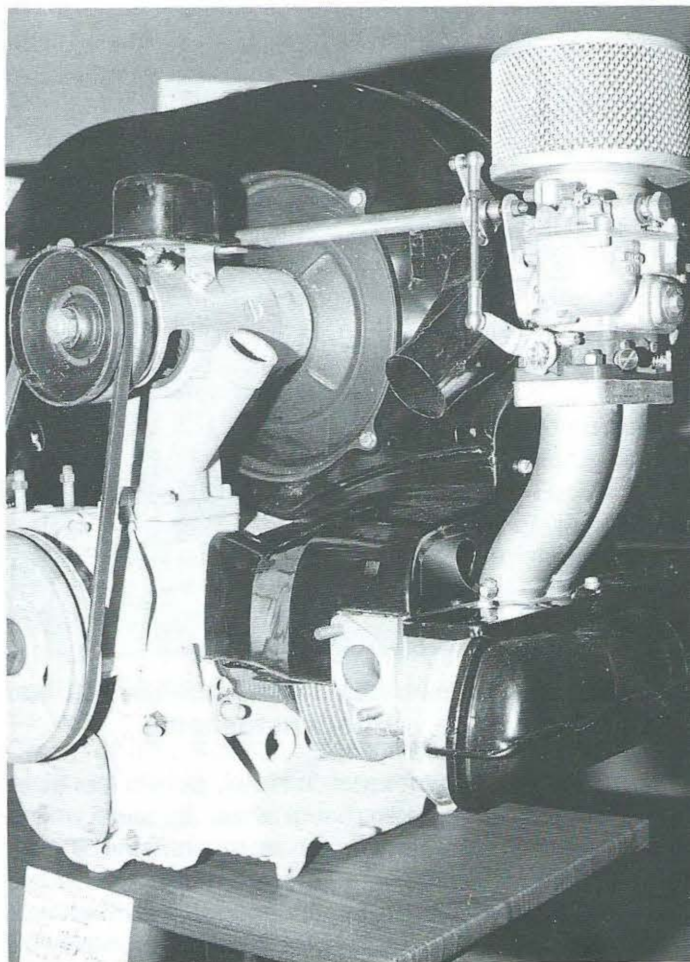
Afb. 9.10. De meest eenvoudige methode om vermogen bij de VW Kever te winnen: het uitwisselen van de enkele carburateur tegen twee enkele carburateurs



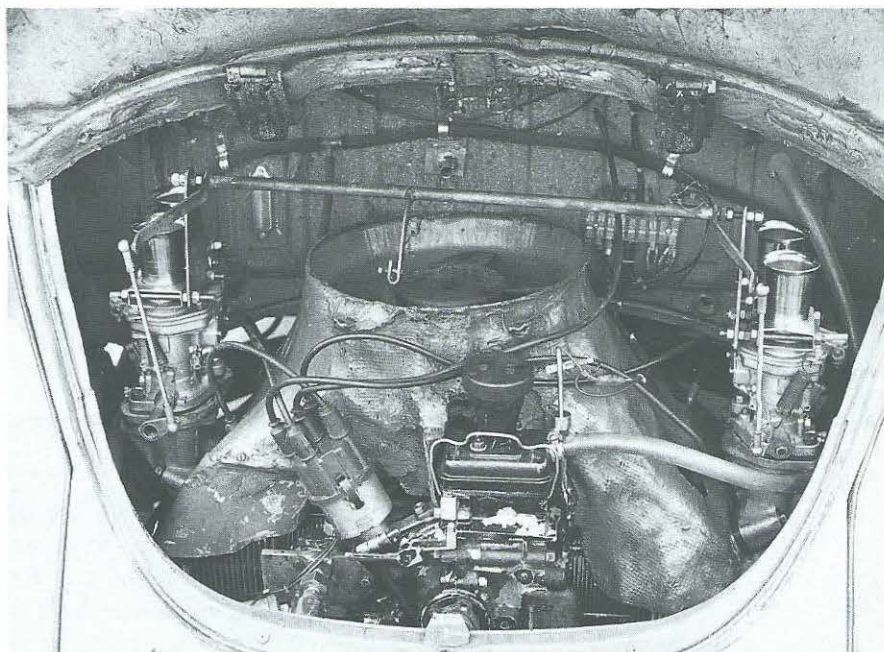
9.7 Een schatting van de vermogenstoename

De toename in vermogen die met twee of meer carburateurs is te bereiken, hangt af van de mate waarin zich hierdoor de vullingsgraad van de motor laat verbeteren. De verbetering van de vullingsgraad is bij die motoren het grootst, die als seriemotor de sterkste beperkingen qua carburatie kenden. Dit is het geval bij de meeste viercilindermotoren met slechts een enkele carburateur. Zo is de vermogenstoename bij deze motoren als men twee dubbele carburateurs monteert, ongeveer 8 tot 11 kW (10 tot 15 pk). Bij luchtgekoelde VW-motoren klimt het vermogen door montage van twee enkelvoudige carburateurs, afhankelijk van het motortype, met 3,5 tot 6 kW (5 tot 8 pk). Toepassing van twee dubbele carburateurs, die men bij de uitvoering met cilinderkoppen met dubbele inlaten kan gebruiken, levert nog eens 1 à 1,5 extra kW op; dus totaal ongeveer 5 tot 7,5 kW (8 tot 10 pk). U ziet hier dus, dat als al twee carburateurs werden toegepast, ombouw naar twee dubbele carburateurs niet in elk geval lonend is. Ook geen grotere vermogenstoename is te verwachten van het vervangen van een registercarburateur door een dubbele carburateur, zelfs als de inlaatkanalen gesplitst worden. Omdat de registercarburateur bij vollast praktisch dezelfde totale doorlaat vertoont als een gelijkwaardige dubbele carburateur, is alleen

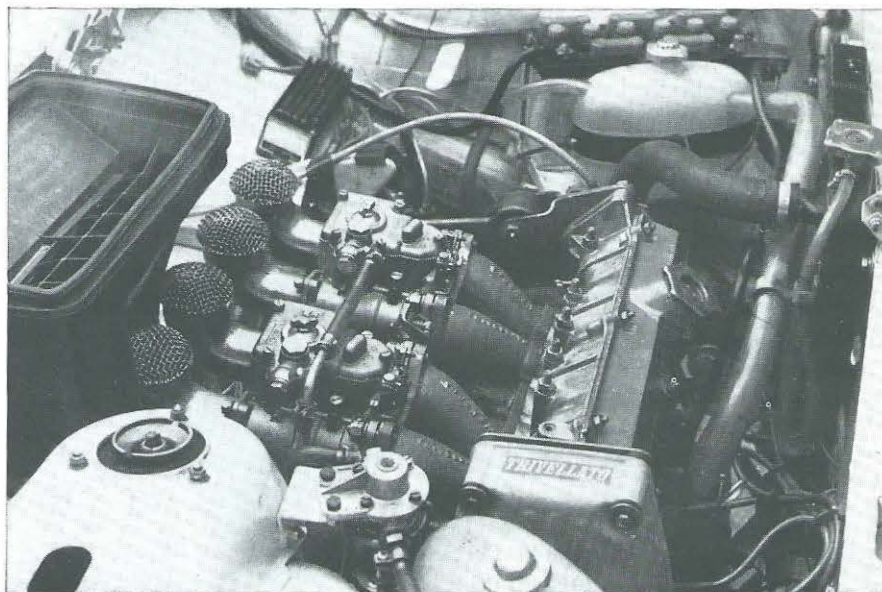
Afb. 9.11. De tweede stap bij de Kever-motor. De enkele carburateurs worden door dubbele carburateurs vervangen. De natte luchtfilters beschermen tegen vervuiling.



extra vermogen te behalen als men kiest voor een grotere dubbele carburateur met aangepaste (dus ook grotere) inlaatkanalen. Hierbij kunnen zich dan problemen voordoen in het lagere toerentalgebied. Onder bepaalde omstandigheden is een ombouw van een grotere registercarburateur te prefereren, omdat dit praktisch hetzelfde vermogen oplevert en aanzienlijk minder problemen met zich meebrengt. Bovendien is dit een goedkopere oplossing. Ook bij motoren die van huis uit één carburateur en één doorlaat per twee cilinders hebben, zal montage van dubbele carburateurs relatief weinig opbrengen. In die gevallen is de bevoorrading van twee cilinders door een carburateur of gedeelte van een carburateur meestal voldoende; óók bij een getunede versie.



Afb. 9.12. Kever-motor in race-uitvoering met twee dubbele Weber 48IDA-carburateurs en gepolijste inlaatkelken



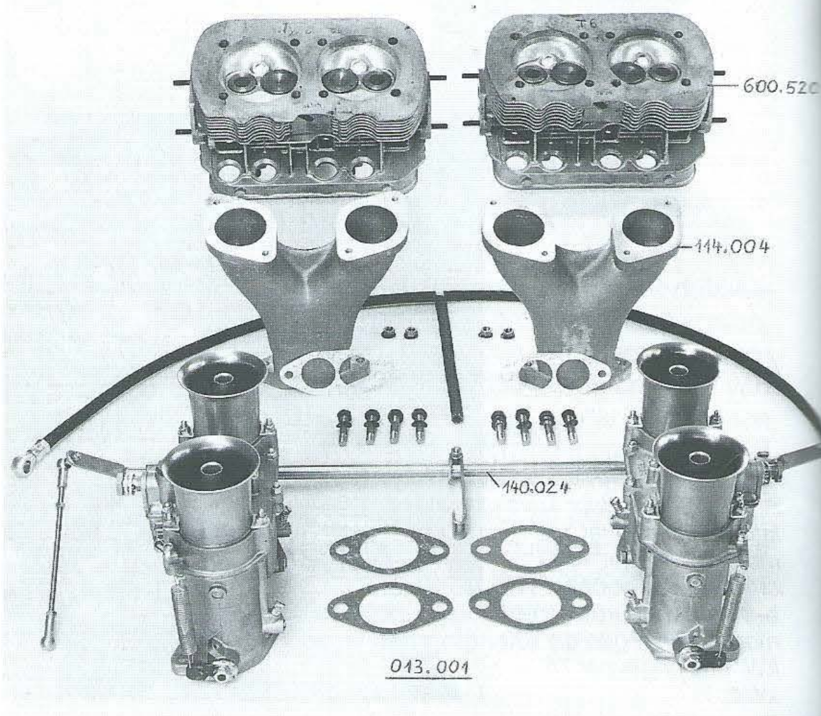
Afb. 9.13. Een door Trivellato getunede Fiat 128-motor levert met 1300 cm^3 en twee dubbele Weber-carburateurs een vermogen van tegen de 100 kW, dus ongeveer 75 kW/L.

9.8 Wat er zoal nog bijkomt

Als men een bepaald type carburateur gekozen heeft, zijn nog niet alle problemen opgelost. Voor de montage heeft men ook nog een aantal onderdelen nodig, zoals gasklepbediening (gaskabel, stangenstelsel) en inlaatspruitstukken c.q. aanzuiggedeelte (luchtfilter, kelken).
Omdat in het bijzonder het vervaardigen van aanzuigbuizen en stangenstelsels niet eenvoudig is, verdient het ook hier aanbeveling terug te vallen - voorzover mogelijk - op kant-en-klare onderdelen.

9.9 Gasklepbediening

Bij het samenstellen en opbouwen van de gasbediening dient men erop te letten dat er zo min mogelijk speling is. De diverse delen dienen vrij van buigen en torderen te zijn om een optimale bediening - en bij dubbele carburateurs ook synchroon -te garanderen. Bij het toepassen van kogelverbindingen kunnen de kantelhoeken het beste niet te groot en ook niet te klein worden, omdat dit tot vastlopen of 'omklappen' van de draaipunten kan leiden. Menig



Afb. 9.14. Deze afbeelding toont een wedstrijdkit met twee dubbele Weber-carburateurs met de daarbij behorende montagedelen, alsmede cilinderkoppen met dubbele kanalen. Bij een Kever-motor met vergrote cilinderinhoud kan hiermee tot ongeveer 100 kW vermogen worden bereikt.

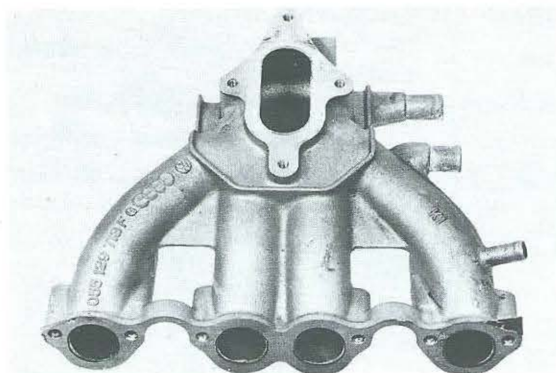


Afb. 9.15. Er is veel testwerk nodig om tot de juiste spruitstukvormen te komen

motor heeft door een bij volgas klemmende gasklep het loodje gelegd. De afzonderlijke gaskleppen dienen ook afzonderlijk afstelbaar te zijn. Bij dubbele carburateurs met een gemeenschappelijke gasklepas is dit niet nodig. Ook is het weinig zinvol de gasklepassen van afzonderlijke carburateurs aan elkaar te koppelen. Door klemmen en verdraaien kunnen dan sterke verschillen in de gasklepstand per carburateur ontstaan. Na het monteren van het stangenstelsel moeten de gaskleppen worden gecontroleerd op volledig en juist openen en sluiten. In principe moeten twee terugtrekveren aan de gasklepbediening worden gemonteerd; er zou één kunnen breken.

9.10 Inlaatspruitstukken

Het fabriceren van inlaatspruitstukken is eveneens niet echt eenvoudig. Slechts bij uitzondering zal men de mogelijkheid hebben

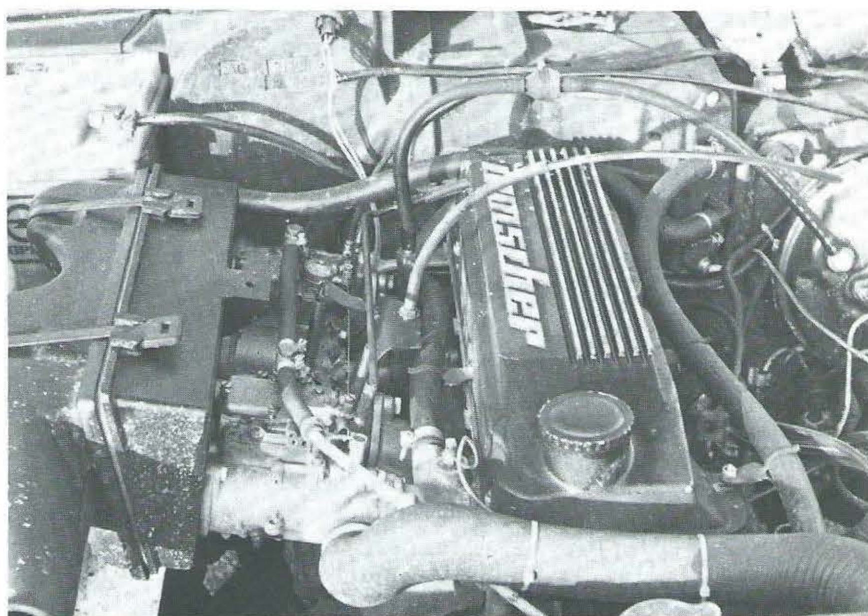


Afb. 9.16. Inlaatspruitstuk voor een viercilindermotor, welke door een registercarburateur of door een dubbele carburateur van mengsel wordt voorzien. Door de ongelijke lengten van de verschillende buizen zal de mengselverdeling niet optimaal zijn en dus vermogensverlies tot gevolg hebben.

een inlaatspruitstuk volgens een exact houtmodel (gietmodel) te laten gieten. Daarom is het voor een enkel exemplaar beter dit uit een stalen pijp te halen. Ook is het goedkoper. Overigens is een dergelijk spruitstuk wat de stroming betreft niet zo goed als een gegoten model. Het spreekt uiteraard vanzelf dat de flenzen van het spruitstuk dezelfde diameter moeten hebben als de carburateur en de inlaatopening van de cilinderkop. Opstaande randen en slechte overgangen dienen vermeden of verwijderd te worden. De vormgeving kan het beste zodanig uitgevoerd worden dat alle bochten zo gelijkmatig mogelijk verlopen. Knikken, randen en andere onregelmatigheden zijn uit den boze. Een latere bewerking van de binnenzijde van het spruitstuk moet ook nog goed mogelijk zijn.

9.11 Luchtfilters en inlaatkelken

De beste aanzuiging van lucht verkrijgt men door middel van een inlaatkelk die op de carburateur gemonteerd is. Exemplaren die een weerstands- en wervelvrije luchttoevoer garanderen, genieten de voorkeur en geven in ieder geval betere resultaten dan een luchtfilter. Het niet-gebruiken van een luchtfilter of een inlaatkelk raden wij af, omdat de scherpe kanten aan de luchtinlaatzijde van de carburateur een sterke werveling zullen veroorzaken. Voor praktisch iedere gangbare carburateur zijn inlaatkelken verkrijgbaar. De daarop bevestigde zeef kan men in veel gevallen verwijderen. Pas wel op dat er geen grote ongerechtigheden, zoals schroefjes, in vallen. Deze komen via de carburateur in de cilinders en zullen daar de nodige schade aanrichten. Omdat inlaatkelken het de lucht mogelijk maken ongehinderd de carburateur binnen te stromen, geldt dit ook voor eventueel vuil. Bij veelvuldig berijden van stoffige of zanderige wegen leidt dit tot verhoogde slijtage, zodat in principe alleen echte wedstrijdmotoren van inlaatkelken



Afb. 9.17. Twee dubbele Solex-carburateurs voeden deze door Irmscher getunede Opel-motor met gasmengsel. Een groot uitgevoerde aanzuigluchtgeruisdemper met platenluchtfilter zorgt voor een ongehinderde en zuivere luchttoevoer.

voorzien kunnen worden. Omdat de geluidsontwikkeling aanzienlijk meer is (aanzuiggeruis), bevelen wij voor dagelijks gebruik een luchtfilter aan. Hierbij verdienen de kleine weerstandsarme natte luchtfilters de voorkeur. Moderne luchtfilters met platte papieren elementen zijn voor een deel nog weerstandsarmer, overigens gepaard gaande aan een optimale geluidsdemping. Naderhand aanpassen aan een gewijzigde carburatie levert nog wel eens problemen op.

9.12 Hoe groot moet de carburateur zijn

Als men uit de keuze is welk type carburateur het gaat worden - valstroom, een horizontale of schuin geplaatste - komt de vraag aan de orde hoe groot de carburateur moet zijn. Deze waarde is in principe gerelateerd aan de diameter in de flens, die meestal ook overeenkomt met de gasklepdiameter. Bij ieder type carburateur is deze maat aangegeven. De typeaanduiding 34 PCI (Solex) betekent onder andere dat de aansluitflens een binnendiameter van 34 mm heeft.
Bij de keuze van de carburateurgrootte mag men gerust wat ruim naar boven rekenen. Dit geeft een reserve voor getunede motoren, ook in die gevallen dat men hiermede - gelet op de carburateurgrootte - een iets te kleine motor voedt. Door juiste afstellingen komt men er wel uit.

Voor een grote vermogensstijging is het meer doelmatig de carburateur te groot dan te klein te kiezen. De firma Weber geeft voor deze keuze de volgende formule:

$$D = 0{,}8 \text{ tot } 0{,}9 \cdot \sqrt{\frac{V \cdot n}{i}}$$

In deze formule betekent *D* de gevraagde (binnen-)diameter van de carburateur in mm, *V* de totale cilinderinhoud van de motor in liter, *i* het aantal cilinders en *n* het maximumtoerental per minuut. Onder het maximumtoerental van een motor verstaan we het toerental dat een motor onder vollast bereikt. Zij ligt over het algemeen ongeveer 10 tot 20 procent boven het nominale toerental waarbij een motor het hoogste vermogen levert.
Voor een motor met vier cilinders, 1,6 liter (1600 cm^3) slagvolume en een maximumtoerental van 6000 krijgen we met toepassing van deze formule een waarde tussen de 39 en 44 mm, waarbij dan een carburateurdoorlaat van 40 mm goed te gebruiken is. Voor wedstrijdmotoren zouden wij in dit geval 45 mm aanbevelen. Deze formule geldt ook voor meer of dubbele carburateurs. Het maakt verder ook niets uit of men de diameter van één of meer enkele of dubbele carburateurs op deze wijze wil berekenen, omdat men (met inachtneming van de gegevens in ons voorbeeld) steeds op 40 mm uitkomt.
De firma Solex geeft iets meer gedifferentieerde berekeningen, die overigens niet echt veel afwijken van die van Weber.
De ongeveer juiste carburateurgrootte van een Solex-carburateur die één, twee, drie of vier cilinders dient te voeden, berekent men als volgt:

$$D = 0{,}82 \cdot \sqrt{\frac{V \cdot n}{i}}$$

Wederom betekent in deze formule *D* de gevraagde diameter in mm, *V* de totale cilinderinhoud van de motor in liter, *n* het maximumtoerental per minuut en *i* het aantal cilinders. Deze formule geldt ook voor die gevallen waarin iedere cilinder door een enkele carburateur of twee cilinders door een dubbele carburateur van mengsel wordt voorzien. Zij kan ook op die gevallen worden losgelaten waar per twee, drie of vier cilinders slechts een of een dubbele carburateur gewenst is. Voor ons rekenvoorbeeld met 1600 cm^3 en 6000 toeren komt men voor de gezochte Solex-carburateur op een diameter van rond de 44 mm. Een uitkomst die overeenstemt met de waarde voor een Weber-carburateur.

Als een carburateur zes cilinders gaat verzorgen, luidt de formule:

$$D = \sqrt{\frac{V \cdot n}{i}}$$

Voor het in het tuning-bedrijf uiterst onwaarschijnlijke geval dat voor een achtcilinder een enkele carburateur wordt gezocht, luidt de formule:

$$D = 1{,}15 \cdot \sqrt{\frac{V \cdot n}{i}}$$

Als men met deze formule de carburateurdiameter van serieauto's narekent, kan men zien dat de carburateurgrootte altijd iets aan de krappe kant is. Men kan dus door montage van een grotere carburateur van hetzelfde type de vulling van de motor verbeteren zonder gelijk over te moeten gaan op meerdere carburateurs. Voor de verdere sproeierbezetting van de carburateur geeft de firma Solex de volgende tips, waarmee in ieder geval een basisbezetting samengesteld kan worden. De uiteindelijke (juiste) waarden moeten op de proefstand of door rijtests worden bepaald.

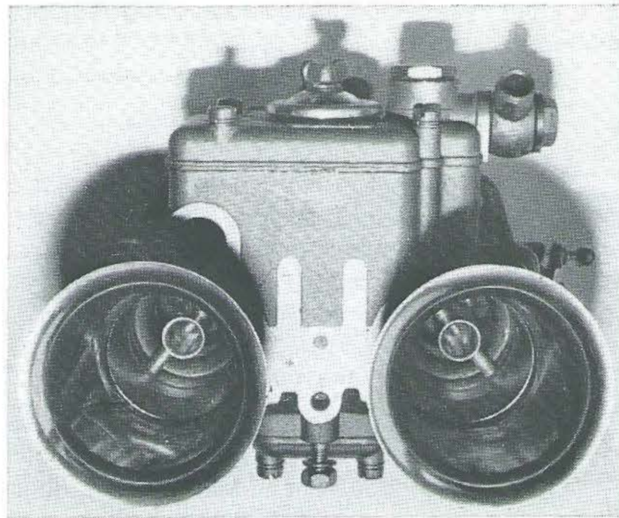
9.13 De venturi

Het vinden van de juiste venturimaat kan met behulp van de volgende vuistregel worden vereenvoudigd. Men dient in ieder geval een maat te kiezen die in de buurt ligt.

– venturidiameter = 0,8 x carburateurdiameter

Zoals we zullen zien, wordt in principe de carburateurgrootte met de factor 0,8 vermenigvuldigd. Als men van de gevonden waarde uitgaat, kan met rijtests of op de proefstand de venturimaat worden bepaald die het meeste vermogen levert. Volgens de aanbevelingen van de firma Solex dient men de venturimaat drie à vier procent kleiner te kiezen dan die waarmee het hoogste vermogen wordt bereikt. Dit bevordert een soepeler rijgedrag; ook bij lagere toerentallen en tijdens accelereren. Wie hieraan geen waarde hecht, maar prijs stelt op een optimaal vermogen, dient de maximale venturimaat te kiezen.

In ons voorbeeld met een carburateurdoorlaat van 40 mm levert toepassing van de vuistregel een venturimaat van circa 32 mm op. De meest gunstige waarde moet dan nog door testen worden bepaald. Bij deze tests dient men de hoofdsproeier aan de royale kant te kiezen, teneinde te voorkomen dat het vermogen door een



Afb. 9.18. Een blik in de inlaatkelken van een Weber-carburateur (40DCOE) toont de venturi's en het mengselpijpje

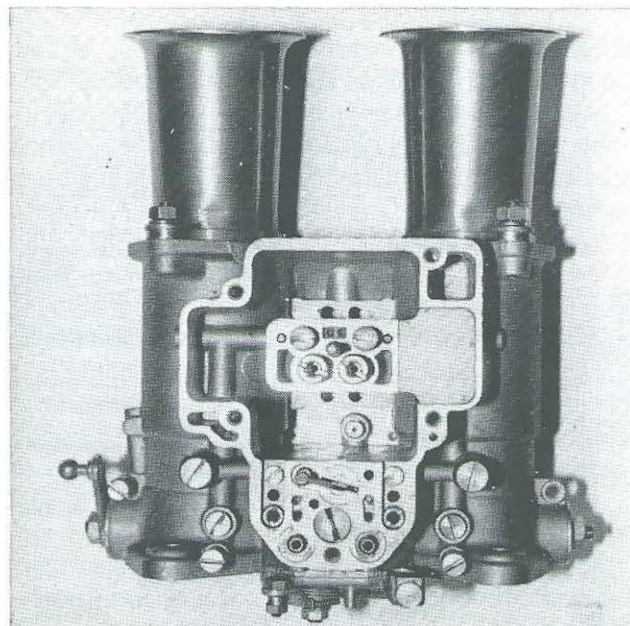
te arm mengsel (nadelig) wordt beïnvloed. Hierin dient u uiteraard ook niet te overdrijven, omdat een te grote hoofdsproeier ook tot vermogensverlies leidt.

9.14 De juiste sproeiers

Voordat we het zullen hebben over de juiste sproeierbezetting volgt een nadere uitleg van een aantal basisbegrippen.
In een carburateur treft men vele sproeiers en gekalibreerde buisjes aan, die eveneens de functie van sproeier hebben. Van al deze sproeiers, zoals de stationaire sproeier, acceleratiepompsproeier, vollastsproeier enz. zijn voor de vermogensontwikkeling van de motor de hoofdsproeier en de luchtcorrectiesproeier de belangrijkste.

9.15 De hoofdsproeier

De mengselverhouding van het lucht/brandstofmengsel wordt in de eerste plaats door de grootte (maat) van de hoofdsproeier bepaald. Hierbij dient men met het feit rekening te houden, dat zowel een te rijk mengsel als een te arm mengsel tot een onbevredigend prestatieniveau van de motor zal leiden, waarbij wij opmerken dat een te rijk mengsel minder gevaarlijk is, omdat de



Afb. 9.19. Na het demonteren van het deksel zijn bij deze Weber 40DCOE-carburateur alle belangrijke sproeiers toegankelijk. Om de hoofdsproeier is de vlotterkamer gesitueerd.

motor niet te heet zal worden. Tevens attenderen wij erop dat de hoofdsproeier het vermogen en het verbruik over het totale toerenbereik beïnvloedt, hetgeen betekent dat een grotere hoofdsproeier over het totale toerenbereik een hoger verbruik tot gevolg heeft.

Aan de andere kant kan men bij seriemotoren die met het oog op een gunstig verbruik zijn 'afgeknepen' door een krappe hoofdsproeier, een beetje vermogen winnen door een iets grotere hoofdsproeier te monteren.

Zoals reeds eerder gesteld, is er ook een bovengrens aan de hoofdsproeiermaat, omdat ook een te rijk mengsel een ongunstige invloed op het vermogen heeft.

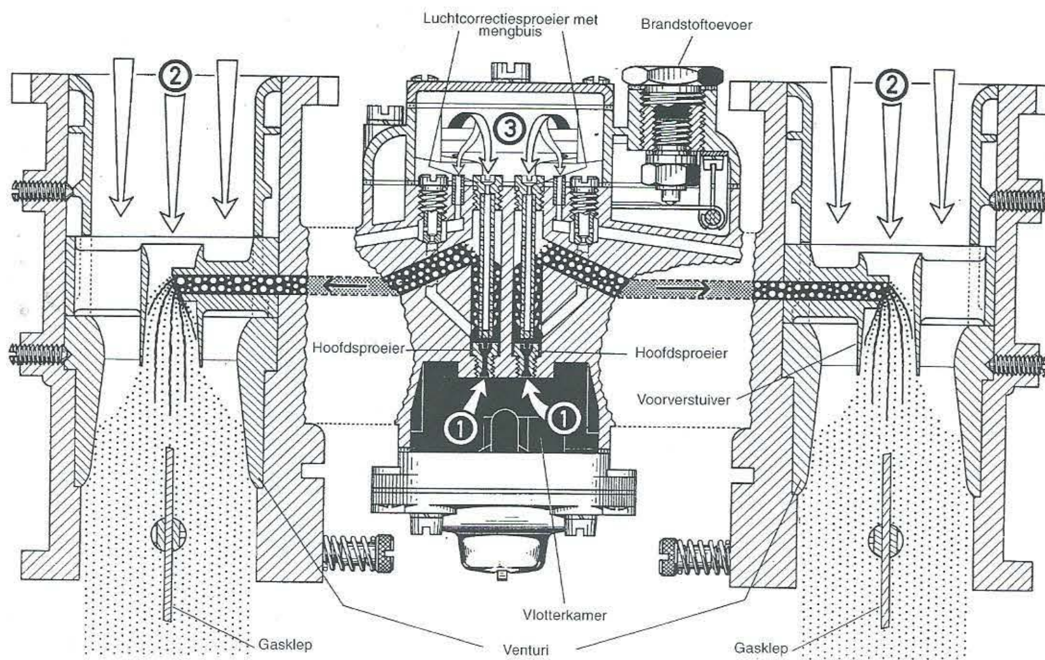
Een grove benadering is de volgende vuistregel:

- Hoofdsproeier groter: verbruik hoger, vermogen eventueel hoger, overnemen tijdens accelereren beter.
- Hoofdsproeier kleiner: verbruik lager, vermogen meestal minder, slechter overnemen bij gasgeven, motor wordt te heet, omdat het mengsel te arm is.

De firma Solex geeft voor het bepalen van de hoofdsproeiermaat de volgende formule:

hoofdsproeiermaat = vijfvoudige van de venturimaat

In ons voorbeeld met een venturi van 32 mm zou een uitgangspunt kunnen zijn een hoofdsproeier van ongeveer 160. De optimale maat moet ook nu weer worden gevonden door rijtests of op de proefstand. Het op de juiste wijze bepalen van de hoofdsproeier-



Afb. 9.20. Doorsnede van een dubbele Solex-carburateur. De werking van het sproeiersysteem onder vollast is getekend (gaskleppen volledig geopend). Uit de vlotterkamer (1) stroomt de brandstof door de hoofdsproeier naar de mengbuizen. De lucht (2) stroomt van het luchtfilter naar de nauwste carburateurdoorlaat (venturi). Daar 'verstuift' de door de luchtcorrectiesproeier gestroomde brandstof uit de voorverstuiver.

maat zullen we nog precies beschrijven. Uiteraard is deze methode ook van toepassing voor meer of dubbele carburateurs.

9.16 De luchtcorrectiesproeier

Zoals we hebben gezien, wordt de mengverhouding tussen lucht en brandstof bepaald door de hoofdsproeiermaat. Deze mengverhouding zal zoveel mogelijk over het gehele toerenbereik gelijk moeten blijven. Omdat echter gelet op stromingswetten het uitstromen van brandstof bij toenemend toerental sterker stijgt dan het doorlaten van lucht, zal bij hogere toerentallen het mengsel te rijk kunnen worden. Om dit te vermijden, wordt in het hoofdsproeiersysteem een zogenaamde luchtcorrectiesproeier opgenomen, die bij hoger wordend toerental en dienovereenkomstig toenemende onderdruk de uit de sproeierbuis stromende brandstof met

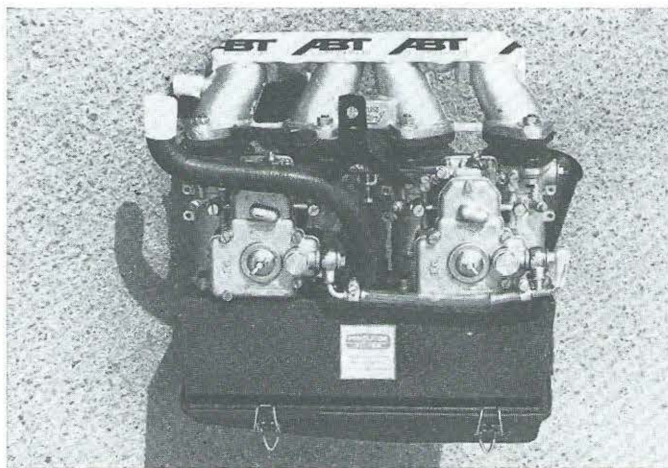
lucht vermengt. Deze vermenging geschiedt in de mengbuis waar aan de bovenzijde de luchtcorrectiesproeier is gemonteerd.
Dit systeem van mengselbereiding wordt toegepast bij Solex-, Zenith- en Weber-carburateurs, terwijl de Engelse SU- en Stromberg-carburateurs volgens een ander principe werken.
De luchtcorrectiesproeier, ook wel menglucht- of remluchtsproeier genoemd, beïnvloedt het vermogen en het verbruik voornamelijk bij lagere toerentallen. De navolgende richtlijnen kunt u daarbij hanteren:

- Luchtcorrectiesproeier groter: verbruik voornamelijk bij hogere toerentallen minder, vermogen eventueel ook minder.
- Luchtcorrectiesproeier kleiner: verbruik hoger, topvermogen onder bepaalde omstandigheden hoger.

Tegenovergesteld aan de hoofdsproeier dient men voor een rijker mengsel bij hogere toerentallen de luchtcorrectiesproeier dus kleiner en niet groter te kiezen.
Ter bepaling van een uitgangswaarde voor de luchtcorrectiesproeier geeft de firma Solex het volgende aan:

- maat van de luchtcorrectiesproeier = hoofdsproeier + 60

In ons voorbeeld met een hoofdsproeier van 160 zou een luchtcorrectiesproeier van 220 gebruikt moeten worden. De uiteindelijke juiste waarde zult u, evenals bij de hoofdsproeier, het beste door testen kunnen bepalen.
Evenals de luchtcorrectiesproeier behoort ook de keuze van de mengbuis tot het afstellen van de carburateur. Om het aantal afstelmogelijkheden niet te complex te maken, kan men het beste de standaardmengbuis aanhouden als deze onder de gewijzigde omstandigheden ook nog goed functioneert.



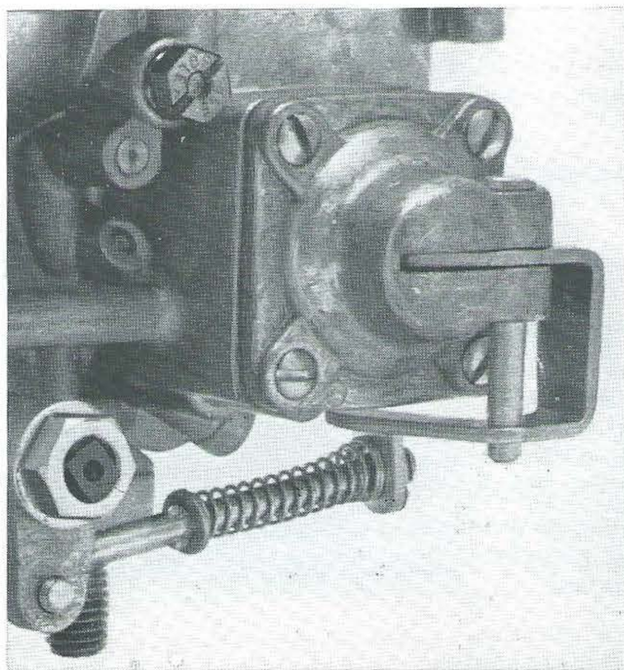
Afb. 9.21. Deze dubbele carburateurs met spruitstukken, gasbediening en luchtfilter heeft de firma Abt voor de motor van de Audi 80 ontwikkeld. Het vermogen bedraagt ongeveer 70 tot 75 kW. Deze installatie is geschikt voor vermogens tot ongeveer 100 kW.

9.17 De acceleratiepomp

Als men vanuit het deellastbereik, dus met een voor een kwart tot half geopende gasklep, voluit accelereert, dus de gasklep(pen) volledig opent (volgas), valt de onderdruk in het inlaatspruitstuk plotseling weg en wordt hierdoor het mengsel te arm. Dit verschijnsel is des te opvallender, naarmate de verhouding tussen de diameter van het inlaatspruitstuk en de venturi groter is in relatie tot de cilinderinhoud van de motor. De motor zal vanwege het arme mengsel slechts hortend en stotend optrekken.
Om een soepel oppakken bij het accelereren te krijgen, zijn de meeste carburateurs voorzien van een acceleratiepomp. De pomp is meestal mechanisch met de gasklepas verbonden en spuit op het moment dat men gas geeft een bepaalde hoeveelheid brandstof in de doorlaat van de carburateur. Hierdoor wordt het mengsel rijker en zal het optrekken soepel verlopen. Bij bijna alle carburateurs kan men zowel de hoeveelheid ingespoten brandstof, alswel de tijdsduur ervan afstellen. Er zijn echter met betrekking tot de uitvoering van de pompen en hun regeling verschillen per carburateurmerk.

9.18 De Solex-carburateur

De firma Solex gebruikt bij haar carburateurs bijna uitsluitend membraanpompen die mechanisch via een hevel bediend wor-



Afb. 9.22. De acceleratiepompbediening is op deze foto goed te zien (Solex-carburateur). Om de pompslag te wijzigen, wordt de positie van de pomphevel ten opzichte van de bedieningsstang door middel van onderlegringen veranderd. De pomphevel kan ook wat worden verbogen of door splitpennetjes op de juiste slag worden afgesteld.

den. Bij Solex kan de inspuithoeveelheid gewijzigd worden door het verstellen van de pompslag. Hierbij wordt de stand van de pomphevel, die met een splitpen of een schroefje op de hevelstang bevestigd is, veranderd. Inschroeven, dus verkorten van de afstand geeft een grotere inspuithoeveelheid; uitschroeven, dus verlengen een kleinere inspuithoeveelheid.
De tijdsduur van de inspuiting hangt af van de grootte van de pompsproeier, of, als deze niet is gemonteerd, van de kalibrering van het inspuitbuisje. Des te groter de pompsproeier c.q. het inspuitbuisje is, des te korter de tijd is die de benzine nodig heeft om erdoorheen te stromen. De pompsproeiermaat is bij benadering ongeveer een derde van de hoofdsproeiermaat, dus bij een hoofdsproeier 160 ongeveer 50 tot 55. Bij zeer kleine hoofdsproeiers (100 of kleiner) dient de pompsproeiermaat wegens de kans op vervuiling niet kleiner dan 35 worden gekozen.

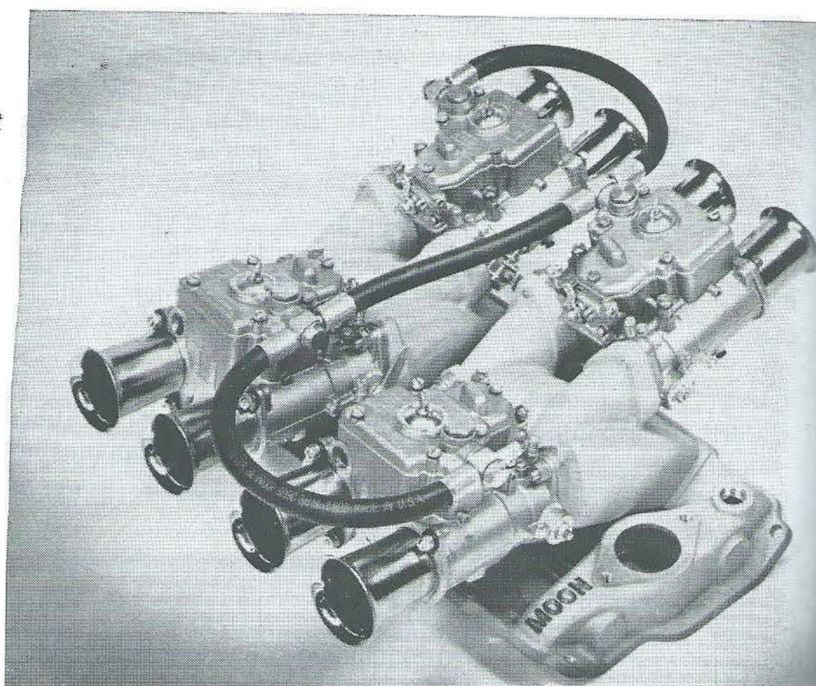
9.19 Zenith-carburateurs

De voor tuning-doeleinden in aanmerking komende Zenith-carburateur 32 respectievelijk 36 NDIX (dubbele valstroomcarburateur), alswel de 2B2 (register-valstroomcarburateur) hebben, zoals de meeste Zenith-carburateurs een zuiger-acceleratiepomp. In principe functioneert deze pomp hetzelfde als de membraanpomp van de Solex-carburateur. Ook hier kan de inspuithoeveelheid door de stand van de pomphevel veranderd worden en de inspuitduur door de grootte van de pompsproeier.

9.20 Weber-carburateurs

Net als de Zenith-carburateurs heeft ook de Weber-carburateur een zuigerpomp. Bij Weber-carburateurs is de pompslag echter niet verstelbaar, zodat de inspuithoeveelheid niet op die wijze kan worden afgesteld. Hiervoor heeft men iets anders ontwikkeld. De door de pompslag geleverde hoeveelheid brandstof is altijd groter dan de voor de in het doorlaatkanaal benodigde hoeveelheid. Het overbodige deel wordt door een overstroomsproeier in de vlotterkamer teruggeleid. Deze uitvoering maakt een exacte dosering van inspuitduur en inspuithoeveelheid mogelijk. Monteert men bij voorbeeld een grotere pompsproeier, dan wordt de per tijdseenheid in de doorlaat ingespoten brandstofhoeveelheid groter. Monteert men daarentegen een grotere overstroomsproeier bij gelijkblijvende pompsproeier, dan wordt de tijdsduur van de inspuiting korter, omdat de door de pompslag geleverde brandstofhoeveel-

Afb. 9.23. Niet echt eenvoudig zal deze installatie met vier horizontale dubbele Weber-carburateurs af te stellen zijn (Chevrolet V8).



heid sneller via de grotere overstroomsproeier kan wegstromen. In beide gevallen kan echter de inspuithoeveelheid en de tijdsduur van de inspuiting veranderd worden. Als men slechts één van deze factoren wil veranderen, moet men met beide sproeiers tegelijk werken.

Afgezien van deze mogelijkheden van beïnvloeding door middel van sproeiers kan men de hoeveelheid met behulp van een pompstang en de duur door een andere zuigerdrukveer wijzigen. In het algemeen zal verandering met behulp van sproeiers voldoende blijken. Hiervoor gelden de navolgende basisregels, waarbij de hoeveelheid met H, de inspuitduur met D, de pompsproeier met P en de overstroomsproeier met O worden aangeduid.

H groter,	D gelijk ...	P groter,	O kleiner
H groter,	D groter ...	P groter,	O kleiner
H groter,	D kleiner ...	P groter,	O gelijk, groter of kleiner
H kleiner,	D gelijk ...	P kleiner,	O groter
H kleiner,	D groter ...	P kleiner,	O gelijk, groter of kleiner
H kleiner,	D kleiner ...	P kleiner,	O groter
H gelijk,	D gelijk ...	P gelijk,	O gelijk
H gelijk,	D groter ...	P kleiner,	O kleiner
H gelijk,	D kleiner ...	P groter,	O groter

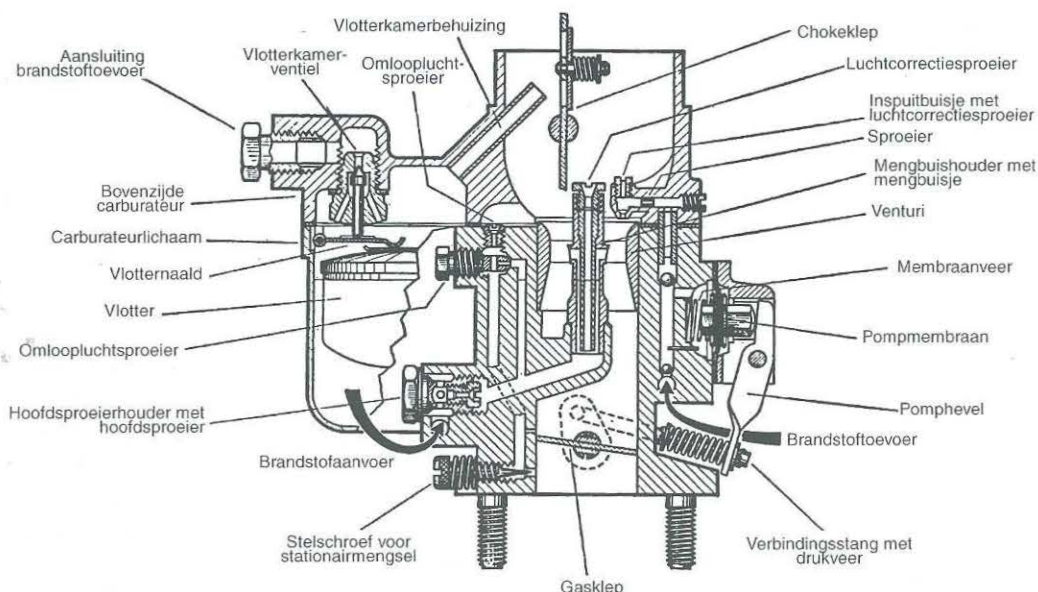
De juiste waarden vindt men (uiteraard weer) door te testen. In het algemeen zal het voldoende blijken de inspuiting door wijziging van één sproeiermaat te beïnvloeden.

9.21 Het meten van de inspuithoeveelheid van de acceleratiepomp

De inspuithoeveelheid wordt met behulp van een meetbuisje op de pompuitlaat gemeten. Bij veel carburateurs is dit mogelijk als zij gemonteerd zijn, vooropgesteld dat men bij het uitlaatbuisje kan komen. In andere gevallen dient de carburateur te worden uitgebouwd, waarbij ook het bovenste deel van de carburateur gedemonteerd moet worden. Bij de meting dient de vlotterkamer vol benzine te staan. Overtuig u ervan dat de gasklep volledig gesloten is. Daarna geeft u eenmaal vol gas. De uit het uitlaatbuisje spuitende hoeveelheid brandstof wordt in het meetbuisje opgevangen. Om fouten te vermijden, verdient het aanbeveling meer metingen uit te voeren. Bij zeer kleine inspuithoeveelheden maakt men meer pompslagen en deelt men de opbrengst door het aantal pompslagen.

9.22 Nevenfuncties van de acceleratiepomp

Behalve dat de acceleratiepomp bij het accelereren het mengsel verrijkt door extra benzine in te spuiten, vervullen vele exemplaren nog andere taken. Het geval kan zich voordoen dat met een normale sproeierbezetting (hoofdsproeier en luchtcorrectiesproeier) niet de juiste afstelling kan worden verkregen ten aanzien van optimaal vermogen en een spaarzaam verbruik. Als men namelijk een goed-functionerende afstelling voor het deellastbereik heeft gevonden, kan zich het verschijnsel voordoen dat de motor onder vollast of bij hoge toerentallen te arm loopt. Ook het omgekeerde kan zich voordoen, maar komt in de praktijk zelden voor. Hiervoor zijn moderne carburateurs vaak met speciale verrijkingssystemen uitgerust, die extra brandstof in de doorlaat toevoegen als de motor onder vollast of in het hoge toerenbereik moet werken (zie volgende paragraaf). Men kan voor dit doel echter ook de acceleratiepomp gebruiken.
Solex-acceleratiepompen zijn hiertoe in drie versies geleverd. De aanduiding 'Pumpe reich' staat voor een verrijkende pomp (progressief), 'Pumpe arm' voor een pomp die minder brandstof gaat leveren (degressief) en 'Pumpe neutral' voor een pomp die voornoemde eigenschappen niet heeft.



Afb. 9.24. Deze doorsnede van een Solex-valstroomcarburateur (type PCI) toont duidelijk de verschillende sproeierbezettingen en de werking van de acceleratiepomp (neutraal)

Bij de verrijkende pomp wordt bij vollast een klepje geopend, waardoor extra brandstof via het pompsysteem in de doorlaat van de carburateur wordt afgegeven. Des te hoger de onderdruk is, des te meer brandstof wordt weggezogen. In het deellastbereik is het klepje gesloten. De motor draait op een arm mengsel.

Bij de 'Pumpe arm' is in het deellastbereik constant een klepje geopend, waardoor benzine wordt weggezogen. Onder vollast (volgas) wordt het klepje gesloten, waardoor het mengsel armer wordt.

Bij de neutrale pomp is er geen klepje. Om de diverse pompen van elkaar te onderscheiden, worden zij met een codegetal aangeduid.

Neutrale pompen hebben als eindcijfer in de code het getal 2; verrijkende pompen het getal 3 en verarmende pompen het getal 4. Verrijkende pompen worden met name bij sportieve motoren toegepast, waarbij één carburateur vier cilinders van brandstof moet voorzien. Maar ook als een carburateur één of twee cilinders heeft te verzorgen, kan in veel gevallen een verrijkende pomp van dienst zijn. In deze gevallen kan echter ook een verarmende of neutrale pomp noodzakelijk zijn.

Voor getunede motoren is echter een verrijkende pomp aan te bevelen. Overigens kan men het beste eerst de van fabriekswege gemonteerde pomp proberen.

Overeenkomstig de Solex-carburateurs zijn ook enige Zenith-carburateurs (bij voorbeeld de 32 NDIX) met een vollastverrijking door de acceleratiepomp uitgerust.
Ook verschillende typen Weber-carburateur (bij voorbeeld 40-en 45 DCOE) zijn van een vollastverrijking voorzien.
Naast de vollastverrijking door de acceleratiepomp, die steeds mechanisch werkt door een pomphevel of door een zuiger bediende klep (bij volgas), kennen we nog een ander type mengselverrijking, dat eveneens met behulp van de acceleratiepomp kan werken. Bij hogere toerentallen kan namelijk de onderdruk in het pompsysteem zo hoog worden (bij gerichte plaatsing van het inspuitbuisje c.q. uitstroomopening), dat extra benzine ook dan wordt aangezogen als de motor niet onder vollast draait. De hoeveelheid brandstof en het begintijdstip van het wegzuigen kan men door een kogelklepje of naaldventieltje regelen. Deze wijze van mengselverrijking treft men veelal aan bij Weber-carburateurs voor sportmotoren. Men kan ze echter ook aantreffen bij Solex-carburateurs met een neutrale acceleratiepomp. Bij Solex-carburateurs met een verarmende pomp wordt dit systeem ook toegepast, met dien verstande dat de verrijking onder vollast automatisch door het klepje wordt begrensd, terwijl de neutrale pomp, in het geval deze voor verrijking wordt gebruikt, ook onder vollast verrijkt.

9.23 Speciale verrijkingssystemen

Naast de verrijking door de acceleratiepomp kent menig Solex-carburateur nog speciale extra verrijkingssystemen, die over het algemeen de functie hebben het mengsel bij hoge toerentallen te verrijken. Deze verrijkingssystemen kunnen zeer eenvoudig van opbouw zijn, maar ook mechanisch, pneumatisch of door een onderdrukzuiger bediend worden. Zij kunnen via een apart verrijkingsbuisje of via het hoofdsproeiersysteem functioneren. Het zou te ver voeren om al deze systemen hier te beschrijven. Houd steeds in gedachte dat men ook bij getunede motoren het standaard gemonteerde verrijkingssysteem in principe kan laten zitten en dat de optimale afstelling moet geschieden met behulp van de sproeierbezetting. In de meeste gevallen komt men er hiermee wel uit. Anders kan men naar behoefte de verrijking wijzigen door het uitwisselen van verrijkingssproeiers of door het versterken of reduceren van de werking van het klepje.

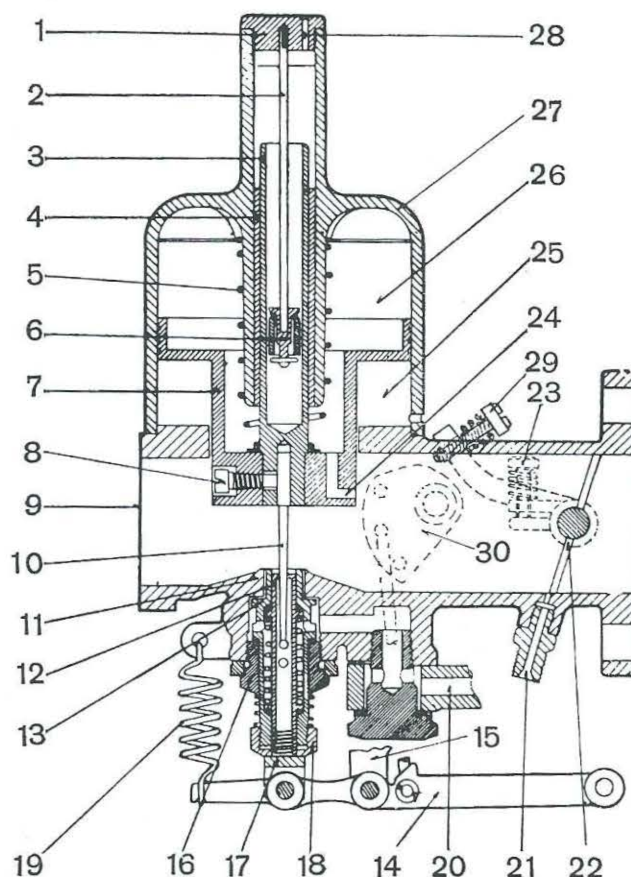
9.24 De SU-carburateur

De carburateurs van de Engelse firma S.U. Carburettor Company Ltd. (voorheen Skinner United geheten) treft men in veel oude Britse auto's en in de oudere Zweedse Volvo's aan.
Omdat er nog maar weinig bedrijven zijn die met dit type carburateur overweg kunnen, leek het ons goed enige woorden aan dit interessante ontwerp te wijden. Van de hiervoor beschreven carburateurconstructies (Solex, Weber, Zenith) onderscheidt de SU-carburateur zich in belangrijke mate qua opbouw en werkingsprincipe.
Terwijl de hiervoor genoemde carburateurs gecompliceerde sproeiersystemen nodig hebben teneinde een juiste mengselsamenstelling te verkrijgen, lukt dit de normale SU-carburateur zonder deze hulpmiddelen. SU is er namelijk in geslaagd de lucht- en benzinedoorlaten afhankelijk van elkaar te combineren op een wijze die wisselt met de steeds veranderende behoefte van de motor. Dit ziet er in eerste instantie gecompliceerder uit dan het in werkelijkheid is.

9.25 Werking van de SU-carburateur

Zoals bij motorfiets- en bromfietscarburateurs bevindt zich in het smalste deel van de SU-carburateur een zuiger waaraan aan de onderzijde een conisch gevormde sproeiernaald gemonteerd is. Deze naald steekt in de enige sproeier die de (normale) SU-carburateur heeft. De zuiger geeft afhankelijk van zijn positie een meer of minder grote doorlaat vrij. In tegenstelling tot motorfietscarburateurs wordt deze zuiger niet direct (mechanisch) bediend, maar door onderdruk. De bestuurder bedient, net als bij normale carburateurs, bij het gasgeven een gasklep, welke achter de zuiger is geplaatst. De achter de zuiger heersende onderdruk, welke verandert afhankelijk van motortoerental en gasklepppositie, zuigt deze omhoog. Daarmee wordt gelijktijdig de conische sproeiernaald opgetild en geeft een grotere doorlaat vrij. Dit houdt in dat bij een juiste afstemming steeds een passende mengselsamenstelling gegarandeerd is. Bekijken we de diverse mogelijkheden wat motorbelasting betreft, dan blijkt het werkingsprincipe van de SU-carburateur toch eenvoudig.

1. Stationair
Door een stelschroef (net zoals bij normale carburateurs) blijft de gasklep een beetje open staan. De motor zuigt zeer weinig lucht



Afb. 9.25. Een ander principe van mengselbereiding kent de Engelse SU-carburateur. De belangrijke onderdelen van deze horizontale carburateur zijn: 1. vulstop voor dempervloeistof, 2. zuigerdemper, 5. zuigerveer, 7. onderdrukgestuurde zuiger, 10. sproeiernaald, 12. sproeier, 18. sproeierstelmoer, 22. gasklep, 27. carburateuronderdrukgedeelte.

aan en de onderdruk tussen de zuiger en de gasklep is zo gering, dat de zuiger in de onderste positie staat. Voor lucht en benzine zijn zeer kleine openingen vrijgegeven.

2. Deellast

Bij ongeveer half geopende gasklep is de luchtdoorlaat en de daaraan gerelateerde onderdruk afhankelijk van het motortoerental. De zuiger kan bij gelijkblijvende gasklepopening verschillende posities innemen en daarmee naar grootte verschillende openingen voor lucht en benzine vrijgeven.

3. Vollast

Bij volledig geopende gasklep zijn luchtdoorlaat en onderdruk zeer groot; het motortoerental is hoog. De zuiger en sproeiernaald staan in de hoogste positie waardoor maximale doorstroomopeningen voor lucht en benzine beschikbaar zijn.

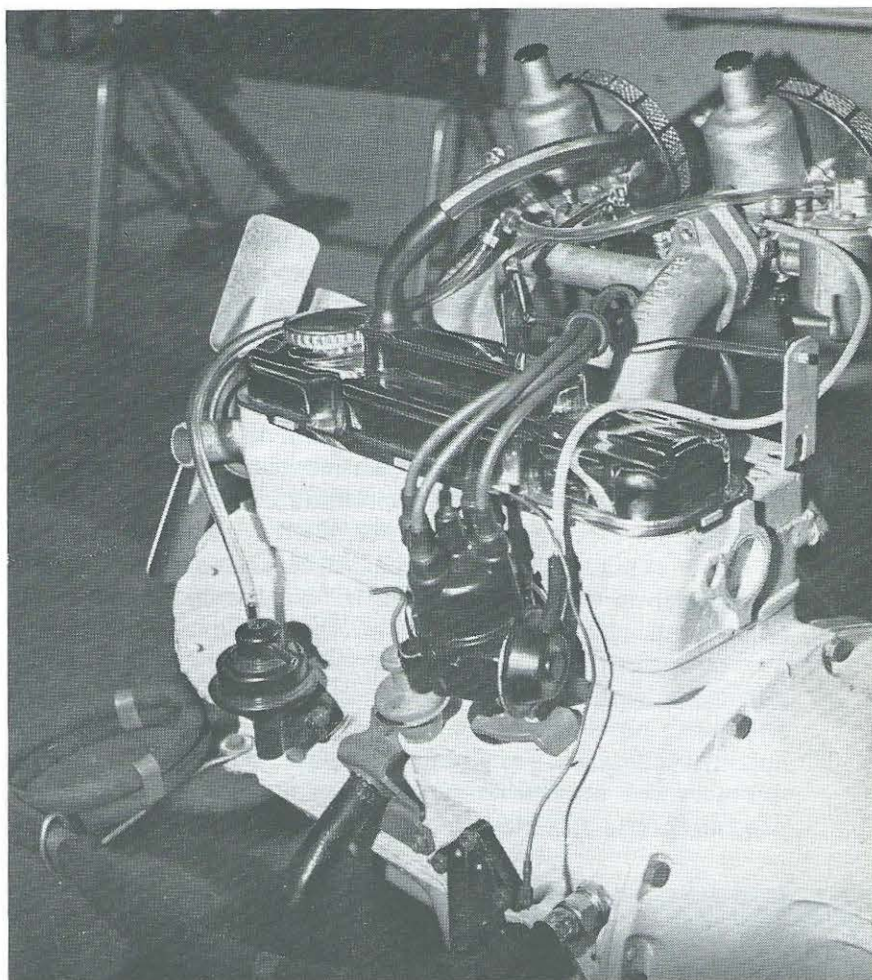
De voordelen van het SU-systeem berusten in principe hierop, dat in elk motorbelastingsgebied in de carburateur een praktisch

constante luchtsnelheid heerst, waardoor men met een relatief eenvoudig sproeiersysteem kan volstaan. Bij het accelereren, dus het plotseling 'opentrekken' van de gasklep, valt bij een normale carburateur de onderdruk die de benzine uit de mengbuis 'trekt', in één keer weg. Om het mengsel niet te arm te laten worden, teneinde inhouden van de motor te voorkomen, moet een acceleratiepomp tamelijk grote brandstofhoeveelheden inspuiten. Ook is bij de conventionele carburateur de omgeving waar de benzine via de mengbuis uitstroomt, wat diameter betreft onveranderlijk (venturidiameter), zodat bij hogere toerentallen een correctiesysteem ingeschakeld moet worden.
De SU-carburateur kent deze problemen niet. De bestuurder regelt met de gasklep de SU-carburateur op indirecte wijze. Eerst wordt de gasklep bediend, dan bouwt zich afhankelijk van het motortoerental een onderdruk op en deze beinvloedt weer de benzine- en luchtdoorlaten. Als de basisafstelling juist is, zal het accelereren soepel verlopen.

9.26 Details en afstelling

De karakteristieke klok van de SU-carburateur bevat de zuiger en een demper. Deze laatste is nodig om al te spontane bewegingen van de zuiger af te remmen. Als dempervloeistof wordt motorolie SAE 20 of een speciale vloeistof gebruikt. De praktijk heeft uitgewezen dat een synthetische motorolie ook zeer goed voldoet. De zuiger wordt overigens door een lichte veer naar beneden gedrukt.
Voor de afstelling van met name getunede motoren kunnen we de volgende basisregels hanteren:

1. De SU-carburateur heeft geen venturi. Om te voldoen aan de vraag naar meer mengsel zal men een grotere carburateur moeten monteren. Voorbeeld: de Mini-Cooper S is standaard voorzien van twee SU-carburateurs HS2 (gasklepdiameter 1 1/4" = 31,75 mm). Voor race- of rally-gebruik worden deze vervangen door het type HS4 (gasklepdiameter 1 1/2" = 38,1 mm).
2. De juiste mengselsamenstelling wordt in hoofdzaak bepaald door de vorm van de sproeiernaald en de spanning van de zuigerveer. Voor iedere motor zijn bepaalde sproeiernaalden, met een vaste aanduiding, leverbaar. Voor getunede motoren zijn speciale naalden en veren beschikbaar. Ook de viscositeit van de dempervloeistof speelt een rol. Met een dunne dempervloeistof (en lichte veer) geeft de zuiger de carburateurdoorlaat snel vrij. Overigens zal dan een aangepaste sproeiernaald voor een rijk mengsel moeten zorgen, omdat de wagen anders



Afb. 9.26. Met twee SU-carburateurs en diverse andere wijzigingen bereikt dit oude type Kadett-motor (1100 cm^3) een vermogen van ongeveer 52 kW (70 pk)

slecht zal accelereren. Voor getunede motoren komen meestal lichte veren (blauwe kleur) en dunne speciale demperolie in aanmerking.

3. Voor het afregelen van de sproeier dient de chokebediening te worden gedemonteerd en de motor met de gasklepschroef op een laag toerental te worden afgesteld. Door het indraaien (armer mengsel) of uitdraaien (rijker mengsel) van de sproeierstelmoer wordt het snelste stationaire toerental van de motor bepaald. Verdere afstelwerkzaamheden zijn overbodig, omdat eerdergenoemde afstelling ook de afstelling tijdens het rijden beïnvloedt. Meerdere carburateurs dient men met een synchroontester af te stellen, zodat men gelijke doorlaten krijgt.

Aansluitend nog een type-verklaring voor SU-carburateurs. De volgende aanduidingen worden gehanteerd:

- H = horizontale carburateur met normale sproeierbezetting en kurken afdichting
- HD = horizontale carburateur met sproeier, membraanafdichting en afzonderlijk kanaal voor stationair draaien
- HS = semi-valstroomcarburateur; sproeier elastisch met de vlotterkamer verbonden
- D = valstroomcarburateur

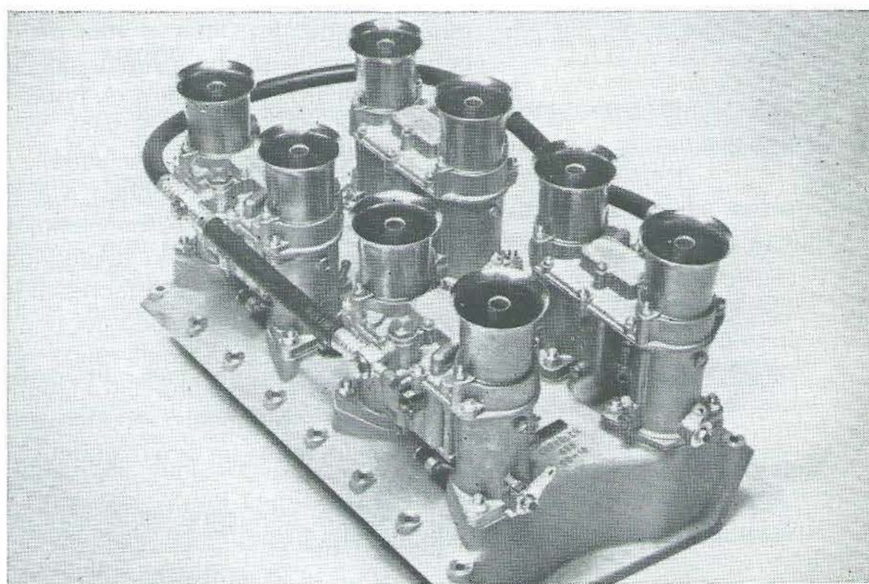
De getallen achter de modelaanduiding hebben betrekking op de gasklepdiameter. Aan de hand van het volgende typenoverzicht kan men de voor het gevraagde motorvermogen bijpassende carburateurgrootte bij benadering inschatten.

Type	Gasklepdiameter	Maximumvermogen
H1	1 1/8" (25,58 mm)	circa 27 kW/35 pk
H2	1 1/4" (31,75 mm)	34 kW/45 pk
H3	1 3/8" (34,9 mm)	41 kW/55 pk
H4	1 1/2" (38,1 mm)	48 kW/65 pk
H6	1 3/4" (44,45 mm)	63 kW/85 pk
H8	2" (50,8 mm)	82 kW/110 pk

10 Het afstellen van carburateurs

10.1 Inleiding

Een werkelijk optimale carburateurafstelling die, zowel met betrekking tot het vermogen als het verbruik, de beste resultaten geeft, kan praktisch alleen op de motorproefstand in combinatie met rijtests door ervaren carburateurspecialisten worden bereikt. Daarom raden wij aan, indien meer of dubbele carburateurs gemonteerd moeten worden, zoveel mogelijk terug te vallen op 'confectie'-installaties, omdat deze het moeilijke en tijdrovende zoeken naar een basisafstelling uitsparen. Omdat de carburateurs van seriemotoren meestal een gunstig compromis moeten vormen tussen een goed vermogen en gunstige verbruikscijfers, kan een iets rijkere afstelling al wat extra vermogen opleveren. Overigens is het vinden van een afstelling waarbij het maximumvermogen wordt geleverd eenvoudig als men geen waarde hecht aan het verbruik. Op den duur is dit natuurlijk niet echt economisch en deze



Afb. 10.1. Deze vier dubbele Weber-valstroomcarburateurs worden toegepast op een Chrysler V8 in plaats van een dubbele of viervoudige carburateur

afstelling zal ook de uitlaatgassamenstelling negatief beïnvloeden.

10.2 Het monteren van een grotere venturi

Omdat de doelstelling van tunen steeds is het bereiken van een betere vulling bij hogere toerentallen, dient ook de doorstroming door de carburateur - dus de aangezogen hoeveelheid gas - navenant toe te nemen. Hiertoe dient de meest nauwe carburateurdoorlaat, de venturi, groter te worden. Met het vergroten van de venturi, die ook een grotere doorlaat bewerkstelligt, is echter ook een grotere hoofdsproeiermaat noodzakelijk, indien men een optimale samenstelling van het mengsel wenst. De diameter van de venturi is bepalend voor het vermogen en het soepel lopen van de motor. Een grotere venturi verlegt het vermogen naar hogere toerentallen. Bij een te grote venturi pakt de motor slecht op en het draaien in de lagere toerentallen gaat ook slecht. Indien men afziet van een 'mooi rond' lopende motor kan door het monteren van grote venturi extra vermogen bereikt worden. Kleine venturi's leveren een lager vermogen bij lagere toerentallen; de motor zal goed oppakken en soepel lopen.

10.3 Hoofdsproeiers

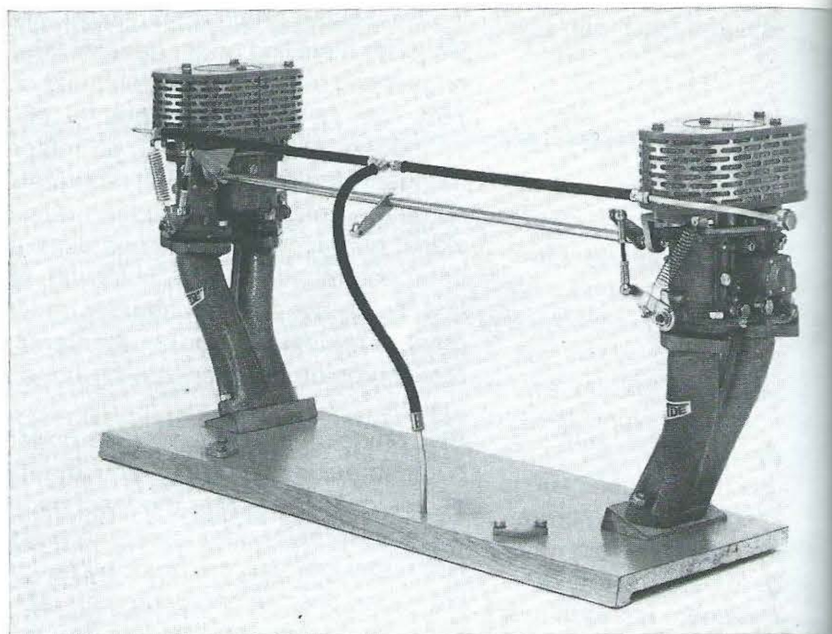
Bij behoud van de reeds (standaard) gemonteerde carburateur met de standaardafstelling voor de (serie-)motor kan men ten behoeve van de getunede motor met het successievelijk monteren van steeds grotere venturi's en hoofdsproeiers het optimale vermogen benaderen. Dit kan hetzij op de motorproefstand, hetzij met behulp van rijtests geschieden. Als men de venturi en de sproeiermaten heeft gevonden, waarbij het hoogste vermogen wordt afgegeven (hoogste topsnelheid), kan men vaststellen of de motor onder deellast of in overgangsgebieden ook acceptabel loopt. Een te rijk of te arm mengsel bij hoge toerentallen onder vollast kan worden beïnvloed door het monteren van een andere luchtcorrectiesproeier. Zoals reeds eerder is opgemerkt, zal een grotere luchtcorrectiesproeier het mengsel verarmen en een kleinere een rijker mengsel doen afgeven. Of een mengsel te arm of te rijk is, kan men - na een rit onder vollast -zien aan de kleur van de uitlaat:

– uitlaat heel licht (bijna wit tot lichtgrijs) -mengsel te arm, motor wordt te heet;
– uitlaat bruin tot donkergrijs - afstelling is (ongeveer) goed;

– uitlaat zwart (met roetaanslag) - afstelling te rijk.
De juiste afstelling onder deellast kunt u vinden door te rijden met ongeveer 75% van de topsnelheid of op de motorproefstand bij 75% van het hoogste toerental bij de helft van het hoogste vermogen. Als in dit bereik de motor te rijk loopt, kan men het mengsel verarmen door het monteren van steeds kleinere hoofdsproeiers, totdat het vermogen duidelijk terugloopt of de motor slecht gaat lopen. Vervolgens dient u de hoofdsproeier - of nog beter een maatje groter - te kiezen, waarbij de motor goed loopt. Is deze kleiner dan de daarvoor onder vollast bepaalde sproeiermaat, dan dient u door het monteren van een kleinere luchtcorrectiesproeier het mengsel bij hoge toerentallen weer rijker te maken.
Als, omgekeerd, het mengsel onder deellast te arm was, de hoofdsproeier dus groter zou moeten worden, dient voor het bereiken van het juiste mengsel onder vollast een grotere luchtcorrectiesproeier gemonteerd te worden.
Het oppakken van de motor bij het accelereren wordt eveneens beïnvloed door de hoofdsproeiermaat. Verloopt dit niet goed, dan kan dit worden verholpen door de inspuithoeveelheid of eventueel de tijdsduur van het inspuiten te wijzigen. Met een te arm mengsel zal de motor tijdens het gasgeven zich slechts hortend en stotend in beweging zetten. Met een te rijk mengsel zal de motor tijdens het accelereren eerst als het ware in een gat vallen en daarna zeer snel op toeren komen. Als het onduidelijk is, dient men beide verschijnselen nader te onderzoeken.

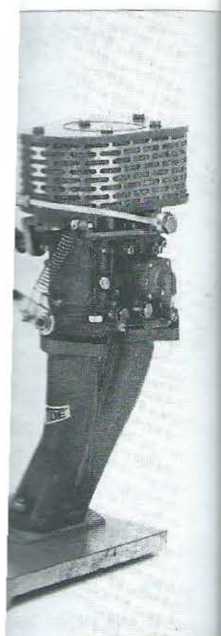
10.4 De rol van het aantal cilinders

Om een basisafstelling te kunnen doorvoeren, heeft de firma Solex een aantal bruikbare regels samengesteld, die in de praktijk ook zonder motorproefstand uitgetest kunnen worden.
Inherent hieraan is het effect van het aantal cilinders dat door de af te stellen carburateurs gevoed moet worden. We kunnen een aantal situaties tegenkomen.
Eén carburateur voedt vier cilinders van een normale motor. De volgende procedure kan gevolgd worden. Eerst de venturimaat bepalen, waarbij het optimale vermogen wordt afgegeven. Hoofdsproeier iets groter kiezen dan men heeft berekend. De hierbij passende luchtcorrectiesproeier monteren.
Indien de venturimaat vastligt, de hoofdsproeier stapsgewijze verkleinen tot het vermogen c.q. de topsnelheid minder wordt. Aansluitend de hoofdsproeier monteren die het hoogste vermogen geeft.



Afb. 10.2. Deze installatie met twee dubbele carburateurs voor VW-motoren met verticaal koelventilateurhuis is ook voor hogere vermogens geschikt

Deellast wordt bepaald bij 75% van de topsnelheid of op de proefstand bij 75% van het nominale toerental bij halve motorbelasting. Op dit punt moet de hoofdsproeier - bij gelijkblijvende luchtcorrectiesproeier - stapsgewijze kleiner worden gekozen, tot het laagste verbruik wordt verkregen, waarbij de motor nog mooi 'rond' en soepel loopt. Minder vermogen, horten en stoten mogen dus niet voorkomen. De tijdens vollast optredende verarming van het mengsel dient door een kleinere luchtcorrectiesproeier verrijkt te worden. Voor getunede motoren, waarbij het niet op het laagste verbruik aankomt, verdient het aanbeveling de hoofdsproeier iets groter te kiezen, om in ieder geval het hoogste vermogen te verkrijgen. Deze methode werkt alleen in die gevallen, waarbij één carburateur vier cilinders van een normale motor moet verzorgen. Als een carburateur echter vier cilinders van een sportmotor moet bewerken of zes of acht cilinders van een normale motor, dient men volgens de firma Solex een afgeleide methode te volgen. Zulke motoren vereisen namelijk bij hoge toerentallen een verrijking van het mengsel met behulp van een acceleratiepomp. Zonder deze kan het hoogste vermogen of de topsnelheid niet worden bereikt. Ook hier bepaalt men eerst de juiste venturimaat. Vervolgens echter worden de hoofdsproeier en luchtcorrectiesproeier gekozen, die in deellastbereik bij 75% van de topsnelheid een optimaal draaiende motor met een laag verbruik opleveren. Dan zal meestal blijken dat bij een optimale afstelling voor deellast het mengsel voor vollast te arm zal zijn. Door het toepas-

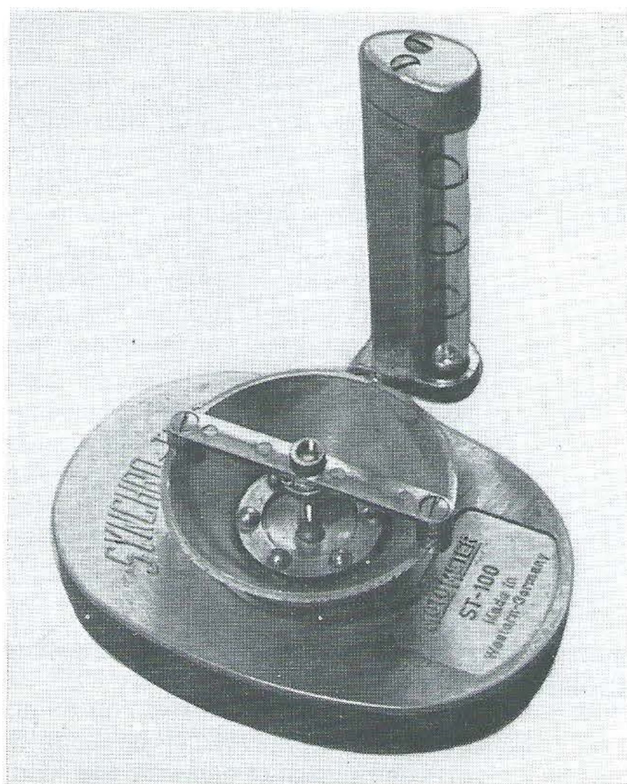


sen van een verrijkende acceleratiepomp te zamen met een laag geplaatst inspuitbuisje, die in de nauwste carburateurdoorlaat uitmondt, verkrijgt men een verrijking onder vollast. De juiste verrijking kan men afstellen met de pompsproeier, met als ijkpunt optimaal vermogen c.q. maximumtopsnelheid. Doen zich daarna problemen voor met het accelereren (slecht oppakken), dan kan dit door het wijzigen van de inspuithoeveelheid worden opgelost. Als één carburateur één of twee (vaak ook drie) cilinders te verzorgen heeft - zoals bij sportmotoren gebruikelijk is -doet zich het geval voor dat de onder vollast bepaalde optimale afstelling (volgens de beschreven methodes) in het deellastbereik te arm is. Dit kan gecompenseerd worden door het monteren van een acceleratiepomp die in het vollastbereik het mengsel verarmt met een laag geplaatst inspuitbuisje. Deze tests dient men uit te voeren met een dichte pompsproeier. In het geval dat de motor met optimale vollastafstelling ook in deellast goed loopt, kan in plaats van een verarmende, een neutrale acceleratiepomp gemonteerd worden (te zamen met een hoog geplaatst inspuitbuisje).

10.5 Het stationaire gedeelte

Bijna alle beschreven carburateurs (Solex, Weber) zijn uitgerust met een stationair gedeelte met mengselregeling. Hierbij wordt een kant-en-klaar door de stationaire sproeier en omlooplucht-sproeier samengesteld mengsel bij de uitstroomopening onder de gasklep door de stationair mengselschroef gedoseerd afgegeven. Het binnenstromen van lucht geschiedt bij de gasklep, wat door de stationaire stelschroef (aan de gasklephevel) geregeld wordt. Indraaien (rechtsom) van de (stationair) mengselschroef geeft een arm mengsel, uitdraaien een rijker stationair mengsel. Aan het afstellen van het stationair toerental dient men ook bij getunede motoren grote zorg te besteden, vooral als zij op de openbare weg gebruikt worden. Het verdient aanbeveling af te stellen op een toerental van circa 800 tot 1000. Alleen als er door het toepassen van 'snelle' nokkenassen of andere wijzigingen in dit bereik geen goed stationair draaien mogelijk is, kan men een hoger toerental kiezen. Voor het afstellen van het stationair toerental dient men de motor goed warm te rijden. De afstelschroeven zijn zodanig in te stellen, dat het stationair toerental rond de 1000 ligt. Bij meer carburateurs dient men voor het afstellen van de gaskleppen een synchroontester te gebruiken. Bij enkelvoudige carburateurs kan nu de mengselschroef uitgedraaid worden tot de motor onregelmatig gaat lopen. Aansluitend indraaien tot de motor mooi stationair loopt. Bij meer carburateurs dienen eerst de gaskleppen in

Afb. 10.3. Met deze synchroontester van MotoMeter kan men de gasklep-positie van dubbele carburateurs goed afstellen, hetgeen voor een soepel oppakken en een goed stationair lopen van groot belang is. Ook Midlock heeft zulke testers in het leveringsaanbod.



gelijke positie te worden gebracht en daarna met behulp van een synchroontester te worden gecontroleerd. Daarna kan iedere mengselschroef zodanig in- en uitgedraaid worden tot de motor bij het hoogst bereikbare toerental nog mooi ronddraait. Een toerenteller kan hierbij goed van pas komen.

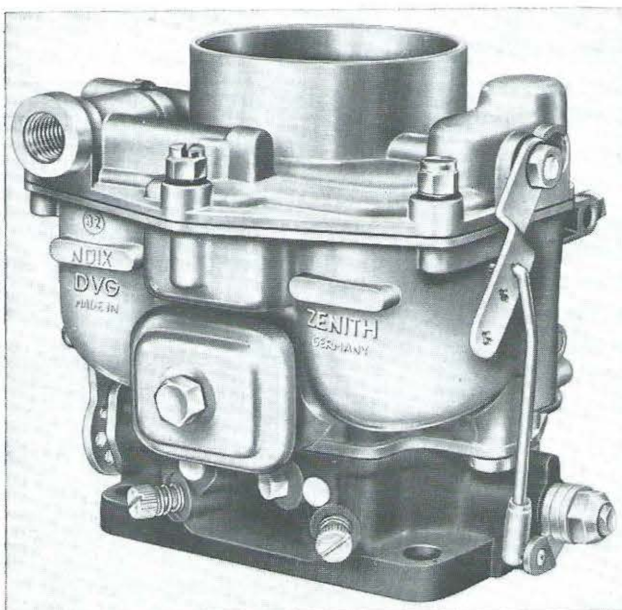
We wijzen er nog wel op, dat naast de bypass-boringen die bij de meeste carburateurs niet veranderd kunnen worden, met name de maat van de stationairsproeier een rol kan spelen bij het accelereren vanuit stationair toerentallen. Slecht oppakken kan het gevolg zijn van een te arm stationair mengsel en kan meestal verholpen worden door een grotere stationairsproeier. Het verdient overigens zonder meer aanbeveling in de winter bij getunede motoren een grotere stationairsproeier te monteren, omdat de motor dan gewoon -onder koude omstandigheden - beter loopt. Slecht oppakken tengevolge van een te rijk stationair mengsel kan worden opgelost door het monteren van een kleinere stationairsproeier.

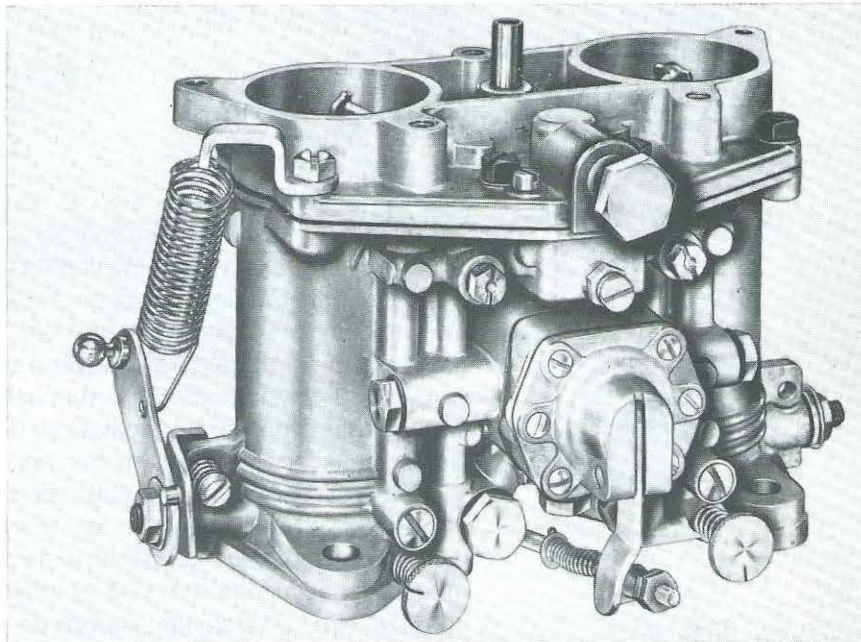
Als beide mogelijkheden - een kleinere of een grotere stationairsproeier - geen uitkomst brengen, moet de positie van de gasklep-

behulp van een
na kan iedere
en tot de motor
onddraait. Een

ingen die bij de
den, met name
spelen bij het
oppakken kan
en kan meestal
oeier. Het ver-
er bij getunede
ren, omdat de
- beter loopt.
ir mengsel kan
ere stationair-

tere stationair-
an de gasklep-





Afb. 10.4. Deze beide dubbele valstroomcarburateurs van Solex (boven de Zenith 32 NDIX, onder de Solex 40 PII-4) zijn voor vermogensstijgingen uitermate geschikt en worden daarom ook vaak toegepast. Duidelijk te herkennen zijn de stationairmengselstelschroeven; voor ieder kanaal een. Een optimaal stationaire loop vereist afstelling met behulp van een synchroontester en een CO-tester, alsmede enige vakkennis op dit gebied.

pen ten opzichte van de bypass-boringen gecontroleerd en eventueel aangepast worden. Deze klus kan overigens het beste aan een carburateur-specialist worden overgelaten.

10.6 De optimale afstelling

De tot nu toe beschreven methoden ter verkrijging van de juiste carburateurafstelling gingen ervan uit dat geen motorproefstand en geen testapparatuur ter beschikking staan. Zij zijn afhankelijk van ervaring en aanpak min of meer exact en kunnen op den duur - in het bijzonder bij bedrijven die zich professioneel met vermogensverbetering bezighouden - de enig juiste methode tot het afstellen van de carburatie (c.q. benzine-inspuiting) niet vervangen.

Als exacte en daarbij relatief eenvoudige manier tot het afstellen van carburateurs of ook benzine-inspuitsystemen heeft zich de meting van het CO-aandeel in het uitlaatgas bewezen. Dit omdat het aandeel CO in het uitlaatgas uitsluitsel geeft of een motor te arm of te rijk is afgesteld. Het gaat hierbij uiteraard niet om de CO-waarde bij stationair toerental, waarbij we bij gelegenheid ook op letten (richtwaarde 1-4,5 vol.%), maar om het aandeel CO in het uitlaatgas (in volumeprocenten) over de gehele vollastcurve van de motor en - voor het geval de motor ook enigszins zuinig moet zijn - ook onder deellast. Eerst echter de CO-waarde onder vollast.

Een CO-optimalisering, bij voorbeeld bij het nominale vermogen, zal in de meeste gevallen ertoe leiden dat het vermogen, bij 3 tot 5% CO in het uitlaatgas, constant (hoog) blijft. Boven en onder deze waarden zal meestal een afname van het vermogen te zien zijn. De regel, dat bij circa 4% CO het maximumvermogen wordt afgegeven, geldt in principe (bij benadering) voor iedere motor, tenzij een sterke vermindering van de vulling bij hoge toerentallen optreedt door stromingsverliezen. Heeft men nu de carburateur of het inspuitsysteem zodanig afgesteld, dat bij het hoogste vermogen 4% CO wordt gemeten, dan kan over de gehele vollastcurve vanaf 2000 1/min om de 500 1/min het CO getest worden. Bij het vermogenstesten wordt automatisch het CO gemeten (step-test). Het is nu allerminst zo, dat het aandeel CO over het gehele vollastbereik gelijk blijft als dit bij maximumvermogen bij voorbeeld 4% bedraagt. Afwijkingen tussen 2% en 8% zijn toelaatbaar als de motor bij maximumkoppel en in de buurt van het maximumvermogen de juiste waarden (3-5%) te zien geeft. De carburateur is op deze wijze af te stellen, waarbij de navolgende regels gelden:

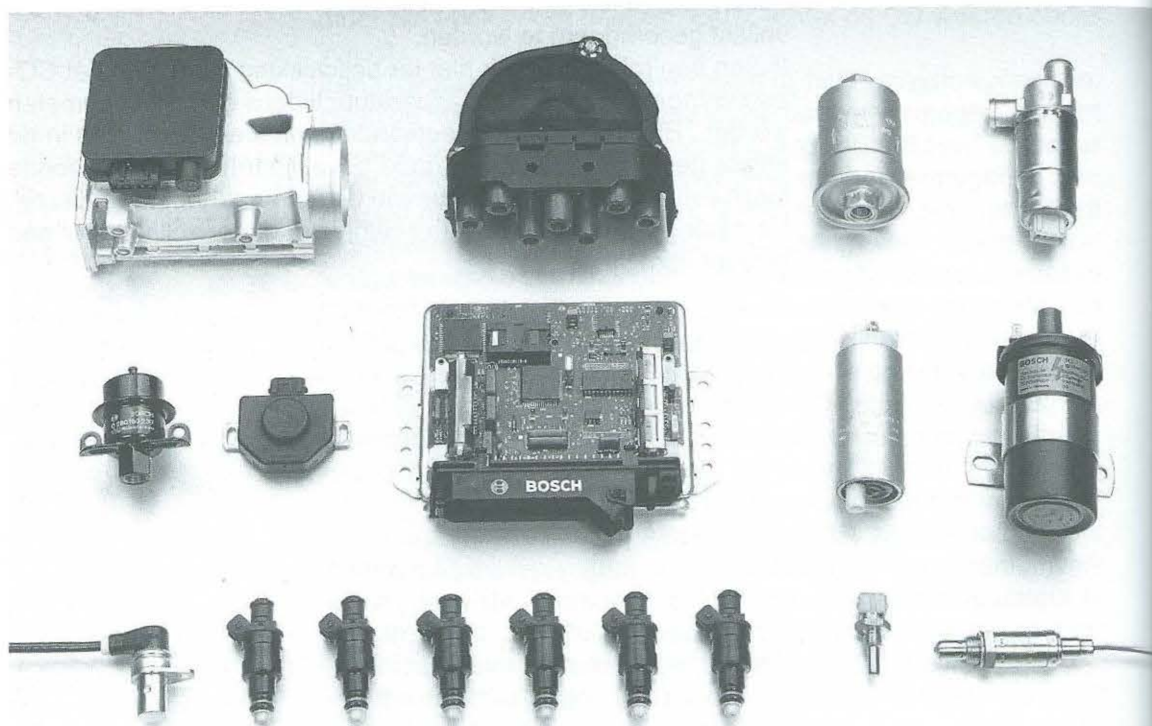
- hoofdsproeier beïnvloedt het totale toerentalbereik
- luchtcorrectiesproeier het bovenste toerentalbereik
- verrijkingen het bovenste toerentalbereik
- stationair systeem het onderste toerentalbereik

Aanzienlijk moeilijker is het een optimale afstelling voor het deellastbereik te vinden. In het totale deellastbereik van de motor (dus wanneer niet volgas wordt gereden) zijn CO-waarden tussen 0,5% en 1% voldoende indien de motor netjes blijft lopen (soepel oppakken, niet stotteren). Er moet naartoe gewerkt worden dat de motor onder deellast zo mogelijk met een arm mengsel kan draaien. Hiertoe wordt de motor met de gevonden vollastafstelling in de auto gemonteerd en op een rollentestbank geplaatst. De waarden onder deellast worden nu genoteerd, waarbij die versnelling wordt gekozen waarbij de overbrengingsverhouding in de bak 1:1 bedraagt (meestal de vierde of vijfde versnelling). De rijweerstand dient ingesteld te worden en bij 40/60/80/100/120 km enz. wordt het vermogen en het CO gemeten. Loopt de motor bij de verschillende snelheden te rijk of te arm, dan moet de carburateur met inachtneming van het voorafgaande worden afgesteld. Er dient wel rekening mee gehouden te worden dat het stationaire deel het totale onderste toerentalbereik en de daarbij optredende belasting sterk beinvloedt. Na iedere afstelling moet het CO onder vollast en bij nominaal toerental op de rollentestbank worden gecontroleerd en - indien noodzakelijk - dient de afstelling onder vollast gecorrigeerd te worden.
Indien een rollentestbank niet ter beschikking staat, kan het CO-percentage met draagbare apparatuur tijdens een rijtest gemeten worden. Hiertoe dient de meetsonde ongeveer 40 cm diep in de uitlaat gestoken te worden (goed bevestigen!). Vanaf de sonde loopt een slang in het interieur van de auto naar het meettoestel. De meting wordt bij constante snelheid of onder vollast door een bijrijder verricht.

11 Benzine-inspuiting

11.1 Inleiding

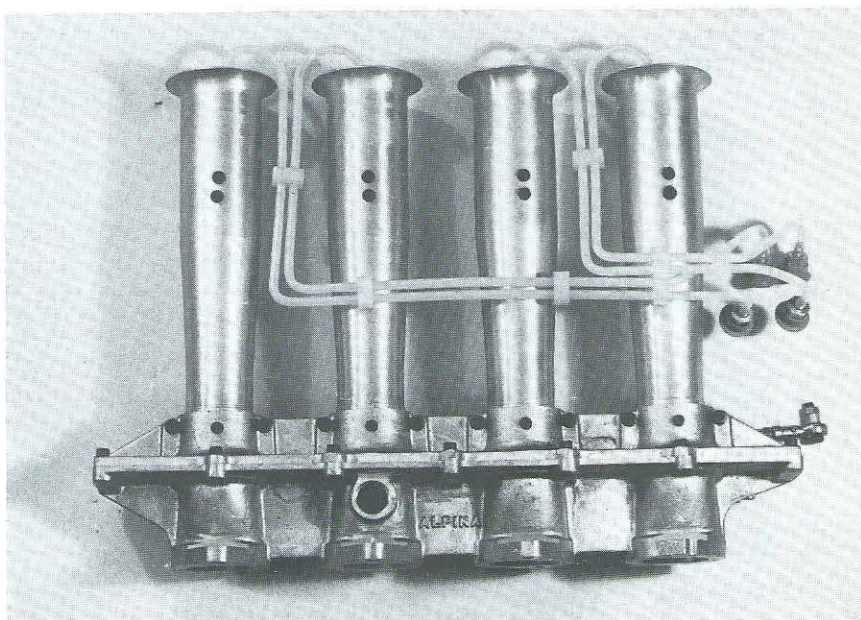
De brandstofinspuiting, in de jaren zestig nog het privilege van dure limousines en sportwagens, heeft in de westerse landen de carburateur als mengselvormingssysteem, vervangen. Gangmaker van deze ontwikkeling waren en zijn nog steeds de al maar strenger wordende eisen met betrekking tot de uitlaatgassen en



Afb. 11.1. Componenten van een moderne elektronische inspuiting (Bosch Motronic) met geïntegreerde ontsteking

Afb. 11.2. Bij
wordt de luch
meestal met s
(guillotines) g
deze Alpina-u
de inspuitvent
midden van d
ken geplaatst.

Afb. 11.2. Bij racemotoren wordt de luchttoevoer meestal met schuiven (guillotines) geregeld. Bij deze Alpina-uitvoering zijn de inspuitventielen in het midden van de inlaatkelken geplaatst.



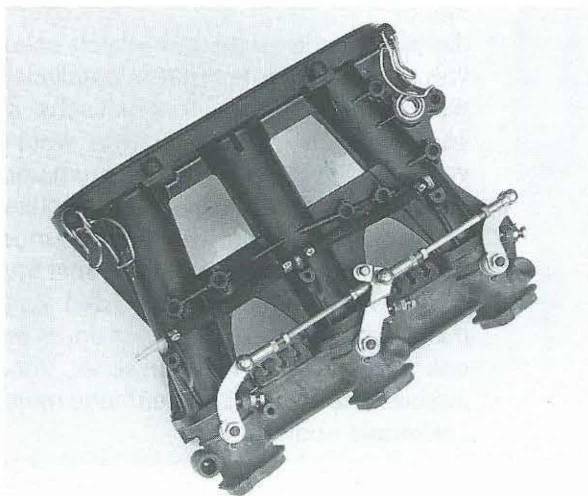
het verbruik die aan moderne auto's worden gesteld. Ook de technische eisen die de motoren aan de mengselvorming stellen, zijn zwaarder geworden. Zeer lage stationaire toerentallen, een extreem breed bruikbaar toerentalbereik bij vierkleppenmotoren, een exacte aanpassing aan steeds wisselende bedrijfsomstandigheden, detonatieregeling en andere functies zijn met een eenvoudige carburateur of meer carburateurs niet meer te verwezenlijken. Ook de mechanische brandstofinspuiting, zoals vroeger werd toegepast, is hiervoor niet geschikt. De toevoeging van elektronica aan deze vorm van mengselbereiding opende pas mogelijkheden die jaren terug nog onrealistisch schenen te zijn. De voordelen van elektronisch gestuurde installaties zijn zo sterk naar voren gekomen, dat zij de mechanische systemen volledig hebben verdrongen en zelfs nu bij de wedstrijd- en sportmotoren (bijvoorbeeld Formule 1) het optimum vormen.
Het was al steeds moeilijk een inspuitsysteem aan een getunede motor aan te passen; in ieder geval moeilijker dan een aanpassing van carburateurs. Met de opkomst van de elektronica is dit probleem ook niet minder geworden. Daarom is het belangrijk, ten minste de basisprincipes van de diverse systemen te verklaren, ook van de oude mechanische. Voor de aanpassing van een inspuitsysteem aan een getunede motor is uiteindelijk diepgaande vakkennis nodig.

11.2 De opbouw van het inspuitsysteem

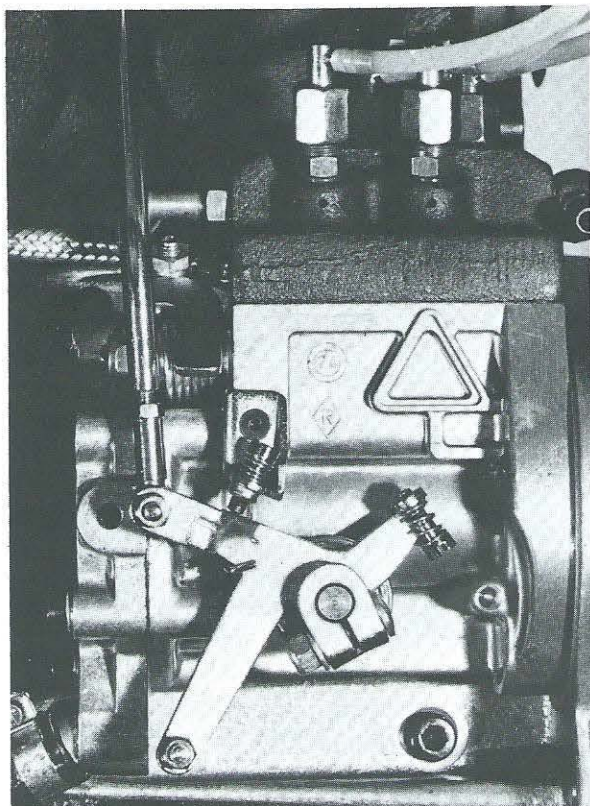
Evenals een carburateur heeft ook het inspuitsysteem de taak een motor onder alle omstandigheden van het juiste brandstof/luchtmengsel te voorzien. Bij carburateurs wordt de samenstelling van het juiste mengsel in de regel aan het sproeier- en verrijkingssysteem overgelaten. De bestuurder regelt met het gaspedaal alleen de grootte van de doorlaat. Dat wil zeggen dat hij of zij de gasklep in de carburateur meer of minder ver openzet. Bij benzine-inspuiting regelt de bestuurder eveneens met het gaspedaal de doorlaat, gelijktijdig zorgt een min of meer gecompliceerd regelsysteem er echter voor dat een aangepaste hoeveelheid benzine wordt ingespoten. Overigens is de gasklepregeling - in tegenstelling tot de dieselmotor - voor de benzinemotor een karakteristiek onderdeel. Een inspuitsysteem omvat dus minstens vier belangrijke onderdelen:

- inspuitpomp/elektrische opvoerpomp;
- regelsysteem of regeleenheid;
- aanzuigbuis met regelklep(pen);
- inspuitventielen en drukleidingen.

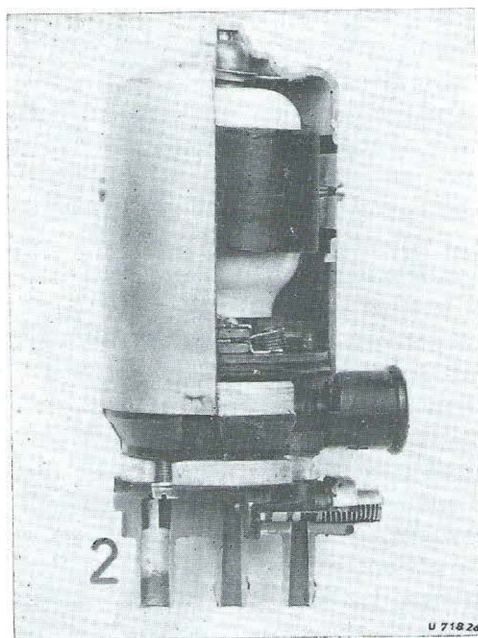
Daarbij komen nog enkele onderdelen die in het algemeen bij carburateurs niet voorkomen. Bij voorbeeld een zeer fijnmazig filter houdt de kleinste vuildeeltjes uit het uiterst gevoelige inspuitsysteem en een elektrische benzinepomp zorgt voor een gelijkmatige en een qua druk constante toevoer van brandstof, op een wijze waartoe een normale door de motor aangedreven mechanische benzinepomp niet in staat is. Bij moderne inspuitsystemen



Afb. 11.3. Gasklepbehuizing met aanzuigbuizen voor een cilinderbank van de 2,7 liter-Carrera-motor



Afb. 11.4. Belangrijk onderdeel van een mechanisch inspuitsysteem is de inspuitpomp. Hier een hogedrukinspuitpomp van het systeem Kugelfischer. Deze is zeer compact.

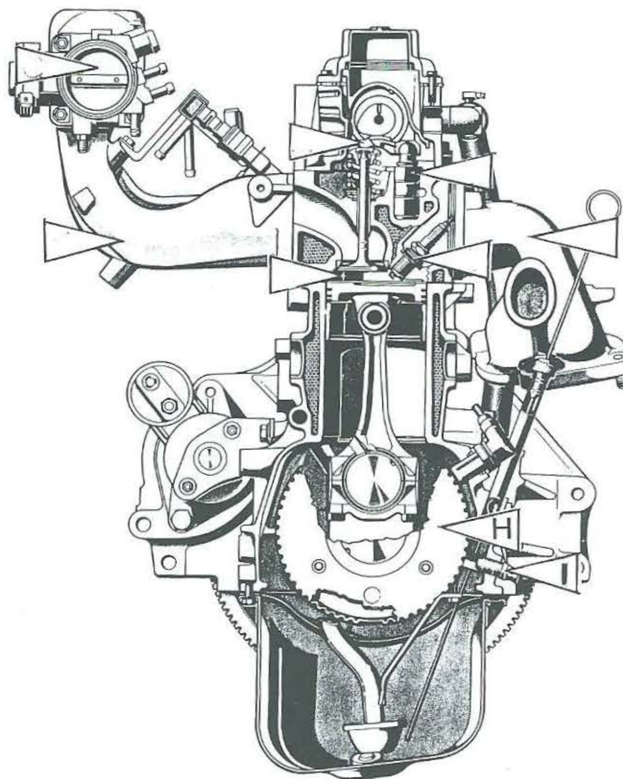


Afb. 11.5. Bij elektronische inspuitsystemen kan de hogedrukinspuitpomp weggelaten worden. Een elektrische brandstofpomp met een constante opvoerdruk en een regelklep is voldoende.

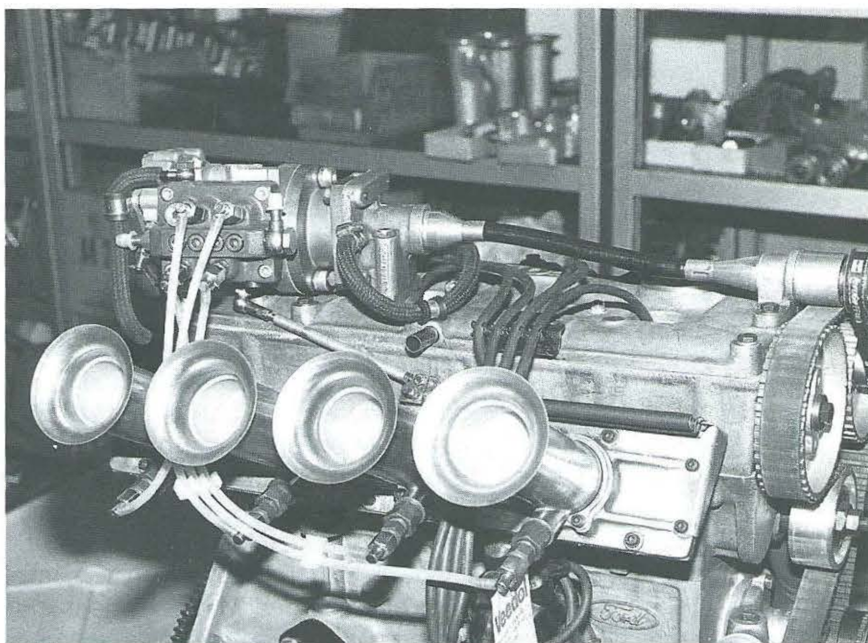
zorgt de elektrische opvoerpomp voor de ten behoeve van het inspuiten noodzakelijke systeemdruk, zodat een mechanische inspuitpomp overbodig is. Door een extra benzineleiding tussen de tank en de inspuitpomp vloeit de overtollige brandstof terug in de tank (retourleiding). Bij deze schematische opsomming zal het al duidelijk zijn hoeveel omvattender en gecompliceerder een inspuitsysteem is ten opzichte van carburateurs.

11.3 De voordelen van een inspuitsysteem

Alle tegenwoordig gangbare inspuitsystemen spuiten de brandstof niet direct in de cilinders, maar in een inlaatbuis of in het inlaatkanaal. Men spreekt derhalve van indirecte benzine-inspuiting. De directe inspuiting, zoals die werd aangetroffen in de Daimler-Benz-wedstrijdmotoren in de jaren vijftig en in de oude Mercedes 300 SL, wordt vanwege de daarmee verbonden problemen, zoals vermenging van de benzine met de op de cilinderwanden aanwezige oliefilm, niet meer toegepast.



Afb. 11.6. De relatief grote aanzuigbuislengten en de centraal geplaatste gasklep (linksboven) is bij deze Opel GSI-motor goed te herkennen. Eveneens goed zichtbaar is de op de krukaswang gemonteerde tandschijf en de inductieve gever ten behoeve van ontsteking en inspuiting. Het aanzuigbuisontwerp is van doorslaggevende betekenis voor het vermogen van inspuitmotoren.



Afb. 11.7. De aandrijving van een naderhand gemonteerde mechanische inspuitpomp is niet altijd eenvoudig onder te brengen. Bij deze Escort BDA-motor wordt de op de kleppendeksel geplaatste pomp door een buigzame as via een tandriem vanaf de uitlaatnokkenas aangedreven. De inspuitventielen bevinden zich onder de inlaatkelken, vóór de gasschuif.

In dit boek wordt benzine-inspuiting op één bepaald aspect beoordeeld en dat is natuurlijk het vermogen. De principiële vraag is hier waarom met een inspuitsysteem in het algemeen een hoger specifiek vermogen bereikt kan worden dan met vergelijkbare carburateurs. Het antwoord is relatief eenvoudig. Als wezenlijk voordeel van een inspuitsysteem ten opzichte van carburateurs kan worden genoemd de vrijheid in ontwerp van de aanzuigwegen (tot de cilinderkop). Zij kunnen dusdanig ontworpen worden - per cilinder afzonderlijk - dat door de inlaatluchttrillingen/resonanties een vuleffect ontstaat dat tot een merkbare verbetering van de cilindervulling leidt. Daarbij is van belang, dat - afgezien van de juiste lengte en de juiste diameter van de resonantiebuizen - de resonantie van de luchtkolom niet wordt verstoord door carburateurs of gaskleppen. Zoals bekend verondersteld, heeft iedere carburateur een conisch gevormde vernauwing (venturi) en meestal een in de luchtstroom geplaatste sproeier, die uiteraard de stroming nadelig beïnvloeden. Ook de gasklep, die gewoonlijk midden in de aanzuigstroom staat, stoort de instromende lucht aanzienlijk en reduceert de vrije doorsnede met ongeveer acht procent. Bij inspuitsystemen met een centrale smoorklep is deze laatste meestal vóór de aanzuigbuizen geplaatst, zodat de gasresonanties niet worden beïnvloed. De wedstrijdmotoren, waarbij de smoorkleppen meestal als schuiven (guillotines) zijn uitgevoerd en tegen de cilinderkop geplaatst zijn, wordt de stroming ook niet

verstoord, omdat bij vollast de schuiven de totale doorlaat vrijgeven.
Behalve deze belangrijkste vermogensverhogende voordelen van benzine-inspuiting kunnen nog wat geringere verbeteringen worden genoemd, zoals de afkoeling van de aangezogen lucht door het verdampen van de benzine die wordt ingespoten. Een koeler mengsel is zwaarder en dus komt bij een gelijkblijvende hoeveelheid qua massa meer brandbaar mengsel in de cilinders. Dat is ook de reden dat bij wedstrijdmotoren de inspuitventielen zover mogelijk van het inlaatkanaal gemonteerd zijn en het liefst nog aan het begin van de inlaatkelken. Op weg naar de cilinders verdampt al een deel van de in de inlaatbuis ingespoten brandstof en onttrekt zodoende warmte aan de omgeving. De daardoor ontstane verbetering van de vulling brengt een vermogenswinst die bij een tweelitermotor kan oplopen tot ongeveer 3,5 kW (5 pk). Bij motoren die in het dagelijks verkeer worden gebruikt, is het met het oog op een gunstige emissie van belang de inspuitventielen zo dicht mogelijk bij de inlaatkleppen te plaatsen.
Nog een voordeel van benzine-inspuiting is de gelijkmatige verdeling van het mengsel over alle cilinders, hetgeen de mogelijkheid geeft nog dichter bij de detonatiegrens van de motor te komen. Zo hebben over het algemeen motoren met benzine-inspuiting een hogere compressieverhouding dan die met carburateurs. Netjes oppakken bij het gasgeven en een beter motorgedrag bij deellast zijn eveneens het resultaat van de gelijkmatige en exacte mengselverdeling, evenals het iets gunstiger specifieke brandstofverbruik.

Afb. 11.8. Een vermoge en koppelvergelijking va de oude 2,8 liter-motore van Daimler-Benz toont betere koppelkarakteristiek van de inspuitmotor, ook bij lagere toerentalle Het maximumvermogen ligt ongeveer 15 kW hog dan dat van de carburateurmotor, zonder dat he nominale toerental werd verhoogd.

Afb. 11.9. Echt talrijk zij de diverse onderdelen deze voor de formule S per V-motor ontworpen spuiting. Behalve de pomp met geïntegreerd gelsysteem zijn de pom bevestiging, gasklepbe zing en de verschillend lengten inlaatkelken de langrijkste onderdelen.

11.4 Mechanische hogedruk-inspuitsystemen

Mechanische hogedruk-inspuitsystemen worden alleen nog bij competitiemotoren en bij historische automobielen toegepast. Mechanische inspuitsystemen werden door Daimler-Benz (280 SE/SL, 300 SEL/6,3 en 600) en Porsche (911 E/S) gebruikt. BMW, Ford, Lancia en Peugeot monteerden systemen van Kugelfischer en Alfa Romeo het Spica-systeem. In Engeland gaf men veelal de voorkeur aan Lucas.
Wegens de hoge produktiekosten, met name die voor de hogedruk-pompen, maar ook vanwege de gelimiteerde afstelmogelijkheden, worden de mechanische hogedruksystemen praktisch niet meer in serie geproduceerd. Zij zijn vervangen door moderne lagedruk-inspuitsystemen met elektronische of mechanische regeling.

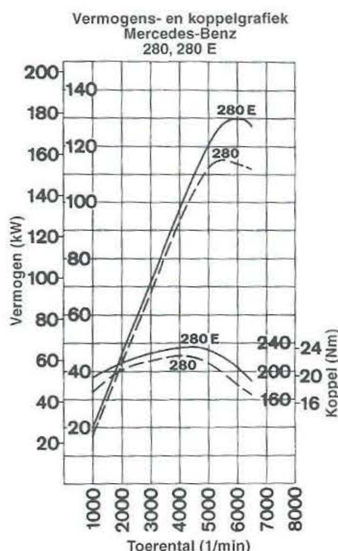
ɔrlaat vrijge-

oordelen van
teringen wor-
en lucht door
n. Een koeler
nde hoeveel-
nders. Dat is
ntiëlen zover
liefst nog aan
ers verdampt
tof en onttrekt
ontstane ver-
st die bij een
). Bij motoren
net het oog op
elen zo dicht

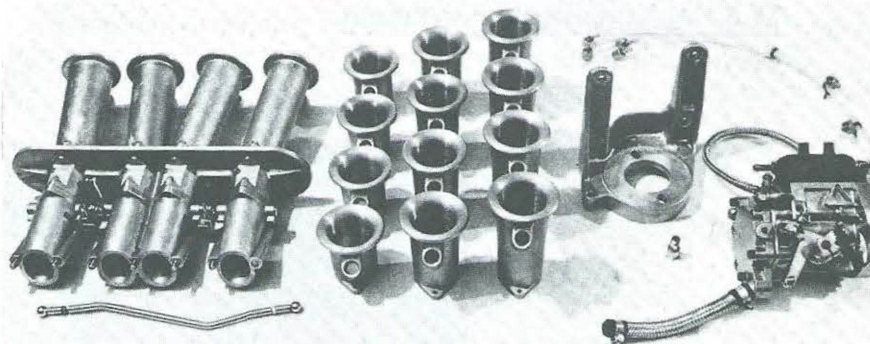
ijkmatige ver-
n de mogelijk-
de motor te
et benzine-in-
met carbura-
eter motorge-
e gelijkmatige
ger specifieke

alleen nog bij
en toegepast.
ler-Benz (280
ebruikt. BMW,
Kugelfischer
men veelal de

voor de hoge-
fstelmogelijk-
praktisch niet
oor moderne
chanische re-



Afb. 11.8. Een vermogens- en koppelvergelijking van de oude 2,8 liter-motoren van Daimler-Benz toont de betere koppelkarakteristiek van de inspuitmotor, ook bij lagere toerentallen. Het maximumvermogen ligt ongeveer 15 kW hoger dan dat van de carburateurmotor, zonder dat het nominale toerental werd verhoogd.



Afb. 11.9. Echt talrijk zijn de diverse onderdelen van deze voor de formule Super V-motor ontworpen inspuiting. Behalve de pomp met geïntegreerd regelsysteem zijn de pompbevestiging, gasklepbehuizing en de verschillende lengten inlaatkelken de belangrijkste onderdelen.

Wij zullen de beide inspuitsystemen van Bosch en Kugelfischer, die qua opbouw in grote mate gelijk zijn, wat uitvoeriger behandelen. In eerste instantie zullen we het Kugelfischer-systeem nader bezien, omdat deze voor vier- en zescilindermotoren werd gebouwd, terwijl Bosch alleen pompen voor zes- en achtcilindermotoren leverde.

De opbouw van de beide mechanische inspuitsystemen van Bosch en Kugelfischer is in principe gelijk. De complete installatie omvatte bij aflevering de volgende onderdelen c.q. functiegroepen:

1. inspuitpomp met aangebouwd regelsysteem;
2. inspuitventielen en drukleidingen;
3. elektrische benzinepomp en filter.

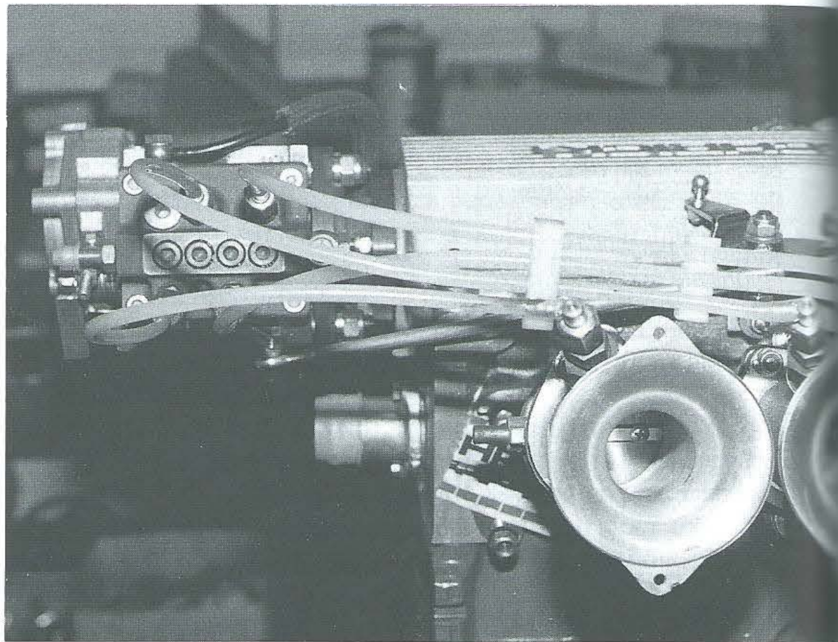
Het ontwerp van de inlaatbuizen en de smoorklepbediening werd in het algemeen aan de koper overgelaten.

Het werkingsprincipe van de systemen van Bosch en Kugelfischer is hetzelfde. De inspuitpompen werden meestal door middel van een tandriem door de motor aangedreven en draaiden met halve krukassnelheid. Een elektrische benzinepomp levert de brandstof van de tank via een filter aan de inspuitpomp. Overbodige brandstof stroomt via een retourleiding naar de tank terug. De inspuitpomp en het regelgedeelte vormen een eenheid. Vanaf de inspuitpomp wordt de brandstof - afhankelijk van de belasting van de motor gedoseerd - voor iedere cilinder apart onder hoge druk door de drukleidingen en inspuitventielen in de inlaatbuizen geleid.

Tot zover een algemeen werkingsschema. Belangrijke verschillen tussen het systeem van Bosch en dat van Kugelfischer zijn te vinden in de uitvoering van de inspuitpompen en de afregeling ervan.

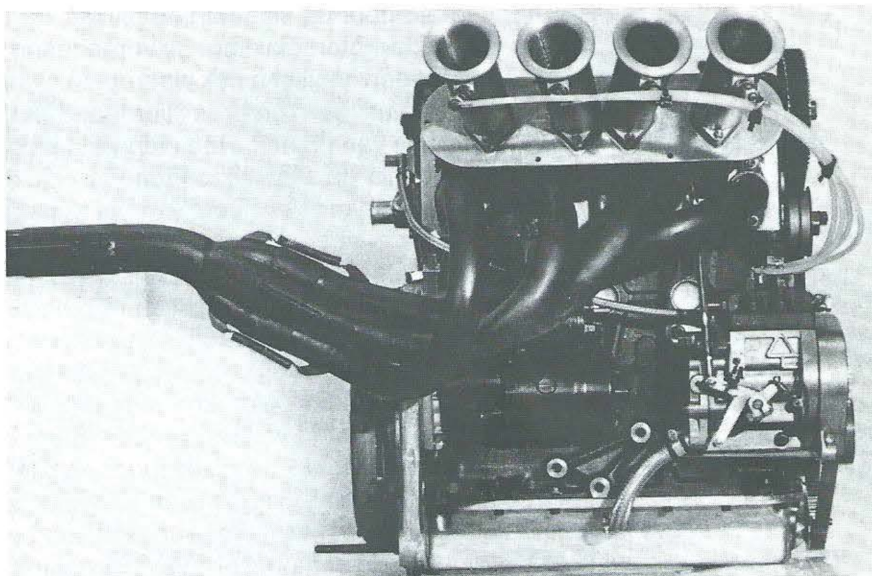
11.5 Het Kugelfischer-systeem

De Kugelfischer-inspuitpomp is een lijnpomp met voor elke cilinder een plunjer. De afzonderlijke plunjers (vier bij viercilindermotoren,

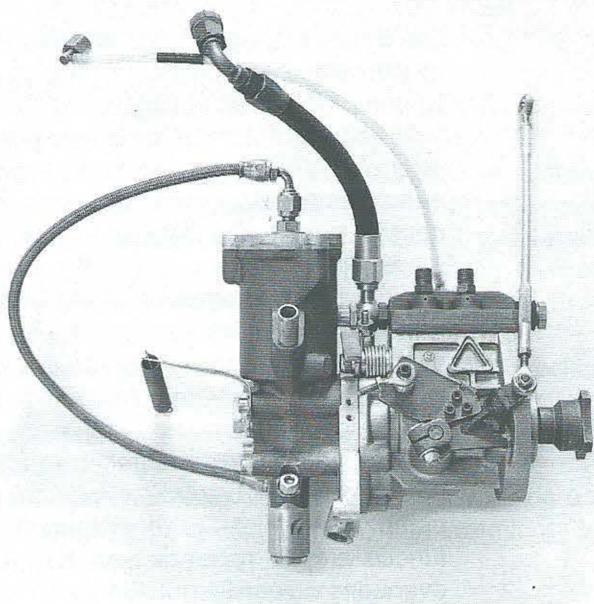


Afb. 11.10. De Kugelfischer-inspuitpomp wordt bij deze Renault Formule 3-motor door de nokkenas aangedreven. Goed te herkennen is de gasklepbehuizing en de korte inlaatkelken.

Afb. 11.11. De positie van de door de tandriem aangedreven Kugelfischer-inspuitpomp, de verstuivers en de inlaatkelken zijn bij deze Formule V-racemotor goed te zien. De pomphevel is door een stangenstelsel met de gasklepas verbonden.



zes bij zescilindermotoren) worden door een nokkenas, via stoters, bediend.
Tot het hydraulische deel van de pomp behoren één aanzuig-en één persklep per plunjer, waardoor de brandstof toestroomt en door de drukleidingen weer wordt weggeperst. De inspuithoeveelheid, die benodigd is voor de mengselsamenstelling, wordt be-

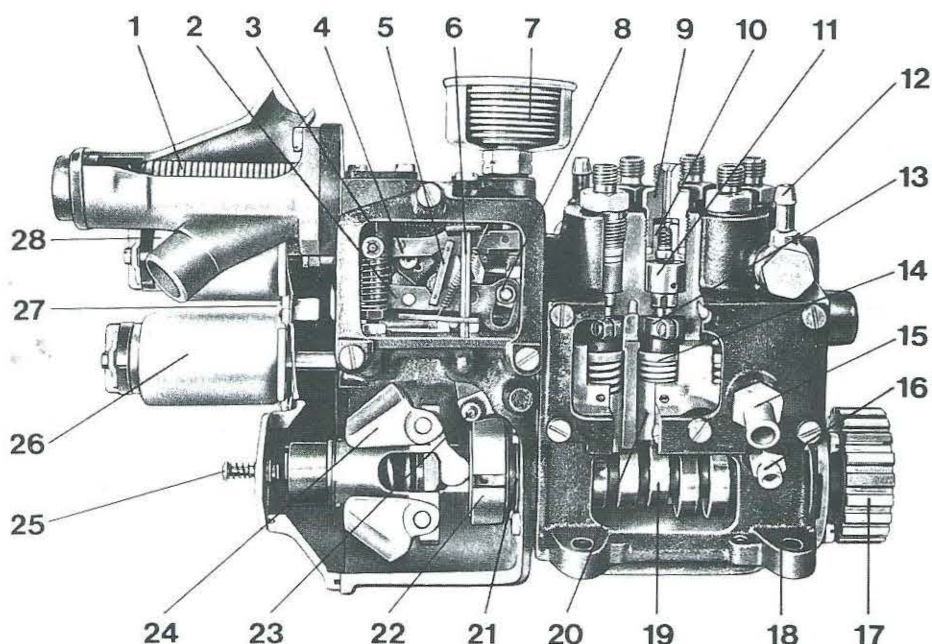


Afb. 11.12. Kugelfischer-inspuitpomp voor een viercilinderturbo-wedstrijdmotor. De regeleenheid links regelt afhankelijk van de vuldruk de regelnok. Aan de hevel van de pomp is de bedieningsstang voor de gasklep of de gasschuiven bevestigd (rechts boven).

paald door de slag van de plunjer en wordt gewijzigd afhankelijk van de motorbelasting. De verandering van de slag wordt geregeld door een conische nok waarop de plunjer rust. Het onderste dode punt van de plunjer is hierdoor variabel en afhankelijk van de positie van de nok. Hoe dieper de plunjers kunnen zakken des te groter is de slag en daarmede ook de inspuithoeveelheid. Het eigenlijke regelsysteem van het Kugelfischer-inspuitsysteem kent als parameters de gasklepppositie en het toerental. Een belangrijk onderdeel voor de regeling is de regelnok. Deze is driedimensionaal ontworpen waarbij iedere belastingstoestand van de motor een dienovereenkomstige inspuithoeveelheid krijgt toegewezen. Hiertoe waren uitgebreide proefstandtests noodzakelijk. Op de nok rust, via een drukpen, de plunjer en deze wordt afhankelijk van het lichten van de regelnok meer of minder opgetild.
Afhankelijk van de gasklepppositie (de stand van het gaspedaal) wordt deze regelnok (axiaal) heen en weer geschoven. Hiertoe is een zeer nauwkeurige mechanische verbinding (stangenstelsel) tussen de pomphevel - die de regelnok verschuift - en de gasklephevel nodig. De toerentalregeling geschiedt door een in het pomphuis ondergebrachte toerentalgever, die de regelnok meer of minder sterk verdraait en zodoende eveneens een slagverandering van de regelnok tot gevolg heeft. Voor de koude start zijn er aanvullende regeleenheden.

11.6 Het Bosch-systeem

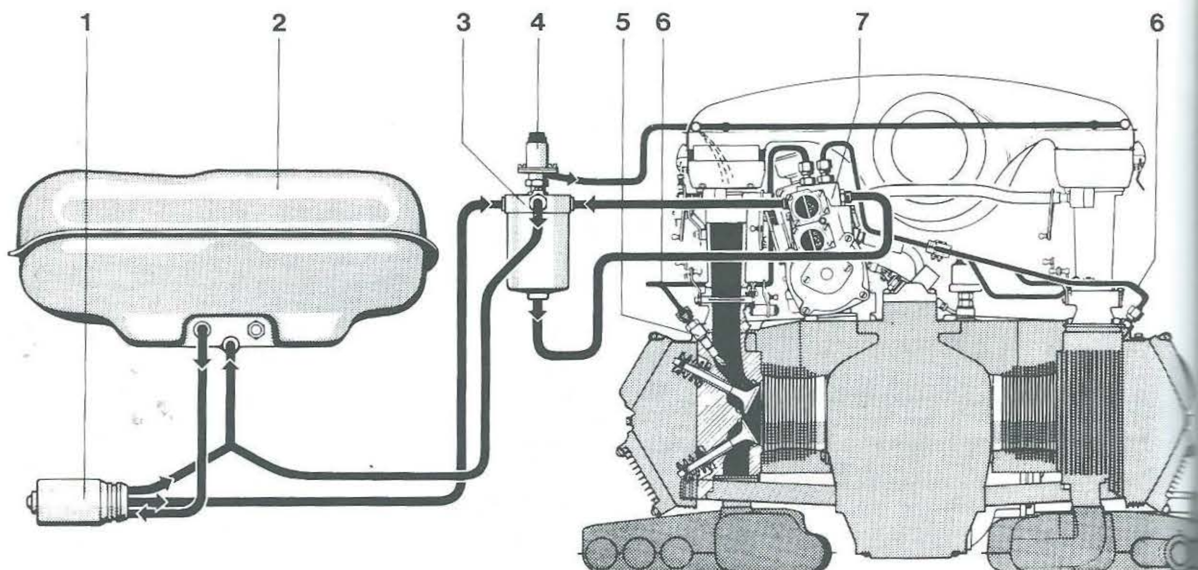
De Bosch-inspuitpomp is eveneens een lijnpomp, waarbij de modernste uitvoering met het oog op ruimtebesparing als dubbele lijnpomp (Porsche) is uitgevoerd.
Voor iedere motorcilinder is een pompelement beschikbaar, bestaande uit een zuiger en een cilinder. De pompzuiger wordt via een rolstoter door een nokkenas bediend en werkt met een constante slag. De inspuithoeveelheid, die voor de mengselsamenstelling bepalend is, wordt door verdraaiing van de pompzuiger gewijzigd. Hiertoe is in elke pompzuiger een schuine gleuf gefreesd, waardoor - afhankelijk van de zuigerpositie - meer of minder benzine kan wegvloeien. De inspuithoeveelheid wordt dus door een vermeerdering of vermindering van het bruikbare pompvolume gewijzigd.
De verdraaiing van de zuiger en daarmede van de gleuf wordt door een regelstang bewerkstelligd, die in tandsegmenten van de pompzuiger grijpt. De regelstang van Bosch heeft dus dezelfde functie als de regelnok van Kugelfischer. Haar positie wordt eveneens via een tastrol door een conische nok bepaald, die wordt



Afb. 11.13. Doorsnede van de Bosch-inspuitpomp

1 Thermostaat
2 Compensatiehevel
3 Verbindingshuls
4 Tuimelaar
5 Spreider
6 Geleidingsbout
7 Hoogtemembraan
8 Geleiding
9 Aansluiting voor inspuitleiding
10 Persklep
11 Pompelement
12 Brandstoftoevoer
13 Tandheugel
14 Plunjerveer
15 Olieterugvoer
16 Olietoevoer
17 Aandrijfwiel
18 Bevestigingsflens
19 Nokkenas
20 Plunjerstoter
21 Drukveer
22 Regelnok
23 Tastrol
24 Centrifugaalregelaar
25 Stelknop voor stationair toerental
26 Magnetische afslagklep
27 Afstelgat voor de regelaar
28 Magnetische startvoorziening

bewogen afhankelijk van motorbelasting en toerental (net als de gaskleppositie). De toerentalregeling van de regelnok geschiedt bij Bosch via een centrifugaalregelaar. Deze verschuift de regelnok in axiale richting. Door de beweging van het gaspedaal wordt de regelnok afhankelijk van de belasting (overeenkomstig de gasklepposititie) verdraaid.
Ook hier wijzen wij op de zeer nauwkeurige mechanische verbinding tussen de pomphevel, die de regelnok verdraait, en de gasklephevel. Afgezien van de regelnok als belangrijkste regelelement kent het Bosch-systeem nog enkele correctiefuncties, bij voorbeeld een onderdrukdoos/capsule voor de aanpassing aan de luchtdruk op grote hoogten, een warmloopregelaar en een startmagneet.



Afb. 11.14: Mechanische inspuiting voor een (oude) Porsche-motor

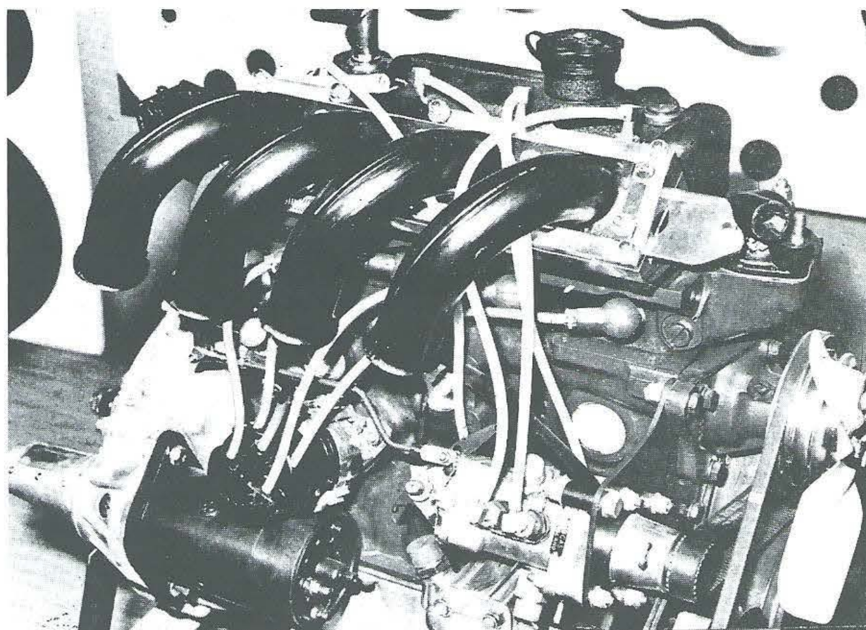
1	Brandstofpomp	4	Magneetventiel voor koudestartinrichting	6	Inspuitleiding
2	Brandstoftank			7	Inspuitpomp
3	Brandstoffijnfilter	5	Inspuitventiel		

11.7 Complexe afstelling

Men kan zonder overdrijving stellen dat de basisafstelling van een inspuitsysteem in relatie tot een bepaalde motor de grootste moeilijkheid vormt. Terwijl men bij carburateurs in eerste instantie van ruime vuistregels kan uitgaan en door het verwisselen van sproeiers enz. bij benadering een bruikbare afstelling kan bereiken, is deze methode bij benzine-inspuiting niet mogelijk. Natuurlijk bereikt men met behulp van een proefstand een optimale carburateurafstelling, maar dringend noodzakelijk is een dergelijke methode niet. Bovendien kan een carburateurafstelling naderhand nog worden gecorrigeerd; een eenmaal ontworpen regelnok niet.

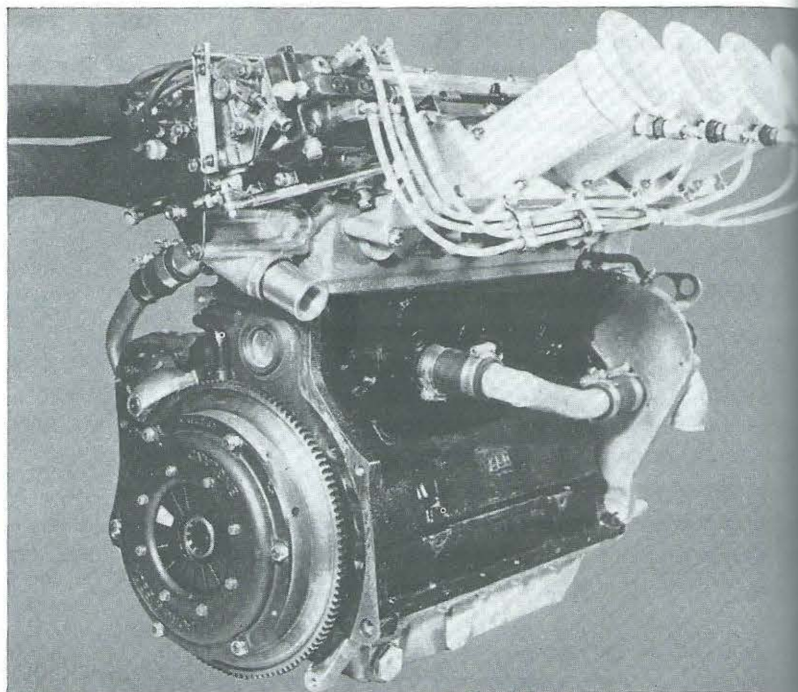
Voorwaarde is dus dat men, voordat de inspuiting wordt afgestemd, de desbetreffende motor geheel gereed heeft gemaakt en hetzij met carburateurs, hetzij met een proefstandopstelling al optimale waarden heeft bereikt. Veranderingen (achteraf) aan de motor (zoals gewijzigde verbrandingsruimten, andere nokkenassen enz.) kunnen onder omstandigheden de gevonden afstemming wezenlijk veranderen.

Afb. 11.15. Deze Mini-Cooper-motor met Lucas-inspuiting - 1300 cm^3 - geeft meer dan 90 kW (120 pk). De cilinderkop is naar een cross-flow-configuratie omgebouwd.

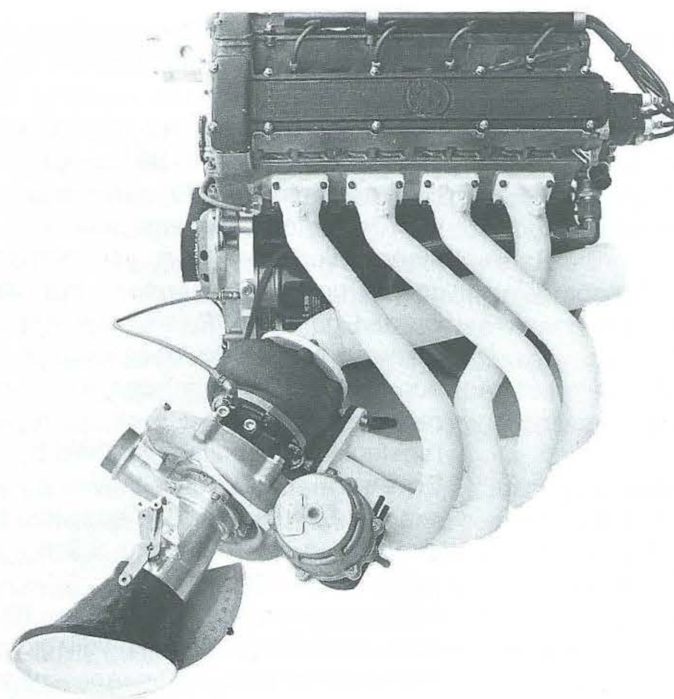


Zonder een motorproefstand en iemand die ervaring heeft met het werken hiermee zal het niet goed gaan, omdat het onderkennen en beïnvloeden van een motorkarakteristiek buiten de mogelijkheden en meestal ook de vaardigheden van een privé-sleutelaar liggen. Een dergelijk karwei zal men zonder ondersteuning van de fabrikant van het inspuitsysteem, die uiteindelijk ook de vervaardiging van een nieuwe regelnok op zich zal moeten nemen, moeilijk kunnen uitvoeren. Wij zullen ons echter in het kort met het principe bezighouden. Bij het opstellen van een motorkarakteristiek - het motorkenveld -gaat het erom bij elke belastingstoestand van de motor de daarbij passende inspuithoeveelheid vast te stellen. Hierbij heeft men een regelpomp nodig - een inspuitpomp zonder nokken - waarbij de inspuithoeveelheid handmatig kan worden geregeld. Daarbij kan enerzijds die inspuithoeveelheid gemeten worden, hetgeen enigszins omstandig is en anderzijds door het (op mechanische wijze) meten van de verschillende regelelementen (bij Bosch de regelstang, bij Kugelfischer de regelnok) de inspuithoeveelheid bij benadering worden bepaald. Bovendien moet de positie van de gasklep c.q. de gasschuiven exact meetbaar zijn. Een nauwkeurige verbruiksmeter, een toerenteller en een CO-tester zullen zonder meer standaard tot de proefstand behoren.

Het bepalen van het kenveld geschiedt bij verschillende gasklepposities. Vollast is gasklep volledig geopend; daarna de gasklep om de tien graden sluiten (gasschuiven steeds om enige millime-



Afb. 11.16. Hier is duidelijk de inspuiting van de oude BMW F 2-motor te zien. De inspuitpomp wordt door de inlaatnokkenas aangedreven, de inspuitventielen zijn tamelijk ver aan het uiteinde van de inlaatkelken geplaatst, hetgeen onder race-omstandigheden extra vermogen door mengselkoeling betekent. Normaal is dit vanwege emissie-eisen niet aan te raden.



Afb. 11.17. Een van de laatste succesvolle Formule 1-motoren met mechanische inspuiting: de BMW 1,5 liter-turbo. Bij de gasklep is de gradenboog ter bepaling van de gasklephoek te herkennen.

ters). Dit in verhouding tot de totale opening. Daarbij wordt vervolgens het vollastkenveld gedraaid, dat wil zeggen met volledig geopende gasklep. Bij constant toerental en gefixeerde gasklep-positie wordt handmatig de inspuithoeveelheid gewijzigd, totdat op de proefstand een maximumvermogen kan worden afgelezen. Deze methode wordt over het gehele bruikbare toerentalbereik van de motor toegepast. Omdat bij getunede motoren uiteraard het vermogen op de voorgrond staat, wordt het vollastkenveld vastgelegd zonder acht te slaan op het verbruik. De deellastwaarden daarentegen - verkregen met behulp van dezelfde methode met meer of minder gesloten gasklep - dienen steeds zodanig vastgelegd te worden dat een goed-lopende motor ontstaat die een minimaal verbruik heeft. Hoe nauwkeurig en binnen welke grenzen men het kenveld afdraait, hangt af van het doel waarvoor men de motor gaat gebruiken. Bij een motor die alleen in competitieverband zal worden ingezet, is het niet nodig het kenveld in deellast uitgebreid te bepalen; enige belangrijke punten zijn voldoende. Andere motoren die op de openbare weg worden gebruikt, waarbij bij voorkeur onder deellast wordt gereden, vereisen een meer nauwkeurige bepaling van het kenveld. Voor het afstellen van het stationair toerental, koudestartverrijking en overige correctiefactoren dient men de fabrikant of een vakman te raadplegen.

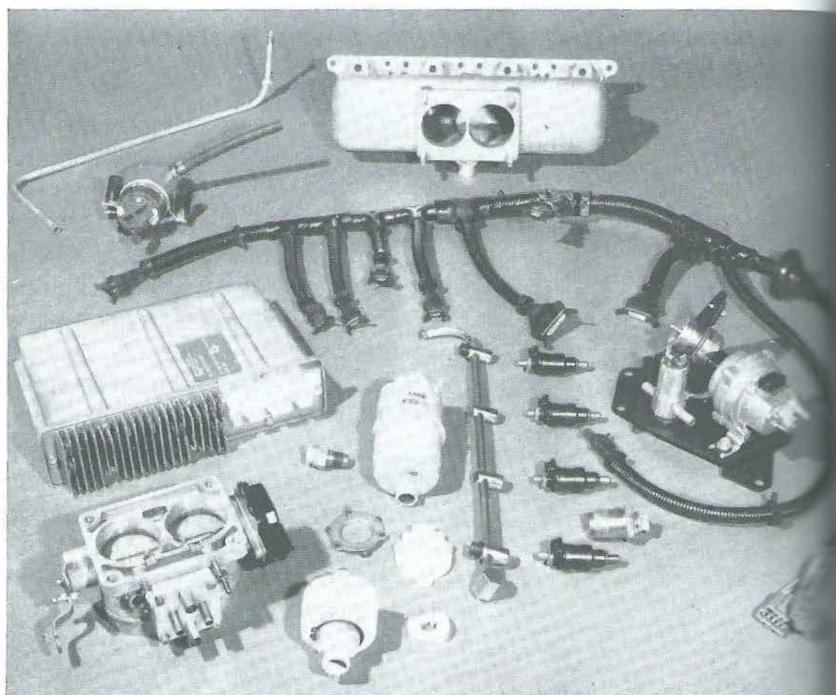
11.8 Lagedruk-inspuitsystemen

In tegenstelling tot de beschreven hogedruk-inspuitsystemen vervalt bij de lagedruk-inspuitsystemen een belangrijk onderdeel, namelijk de door de motor aangedreven inspuitpomp. Dat heeft het voordeel dat het monteren van een dergelijk inspuitsysteem op bestaande motoren eenvoudiger is, omdat voorzieningen ten behoeve van een pompaandrijving ook kunnen vervallen. Voor de benodigde inspuitdruk zorgt een elektrische brandstofpomp, die ook voor de toevoer zorgen. Daarbij wordt de benzine in een leidingsysteem gepompt (met retourleiding naar de tank) en door een drukregelaar wordt de juiste systeemdruk bepaald. Lagedruk-inspuitsystemen werken met waarden tussen de 2 en 5 bar. Bijna alle elektronisch geregelde inspuitsystemen werken met een lage druk. Mechanische lagedruk-systemen zijn er praktisch niet meer. In de motorenproduktie treft men overwegend inspuitsystemen aan van Bosch, Siemens, Weber-Marelli of eigen ontwikkelingen (bij voorbeeld VW Digifant). Wij zullen de belangrijkste systemen beschrijven.

11.9 Bosch D-Jetronic

De Bosch D-Jetronic vormde de eerste ontwikkelingsfase van de moderne lagedruk-inspuitsystemen. Het gaat hierbij om een elektronisch geregelde intermitterende (met onderbrekingen inspuitende) lagedruk-inspuiting. Voor het bepalen van de hoeveelheid benodigde brandstof zijn de druk in het inlaatspruitstuk en het toerental de belangrijkste meetgrootheden. Een drukvoeler meet voornoemde druk net achter de gasklep. Deze vormt een directe aanwijzing van de belastingstoestand van de motor. Aan dit principe dankt het systeem ook haar naam; de D in D-Jetronic betekent 'druckfühlergesteuert' (drukvoelergestuurd).

De onderdruk en het toerental bepalen de inspuitduur en daarmede de brandstofhoeveelheid. Het inspuittijdstip wordt eveneens - net als het toerental - door speciale contacten in de brandstofverdeler bepaald. Een elektronische regeleenheid ontvangt alle regelgegevens, verwerkt ze en laat door elektrische impulsen de elektromagnetische inspuitventielen openen en sluiten. Extra meetgrootheden voor koude start, stationair toerental, vollastverrijking, hoogtecorrectie en acceleratieverrijking worden eveneens verwerkt en zijn dus van invloed op de inspuithoeveelheid. De



Afb. 11.18. Alle afzonderlijke onderdelen van een van de eerste elektronische inspuitingen zijn hier neergelegd. Het betreft hier de druksensorgestuurde Bendix-inspuiting van de Cosworth-Vega-vierklepper die met talrijke Bosch-onderdelen (inspuitventielen, druksensor enz.) werkt.

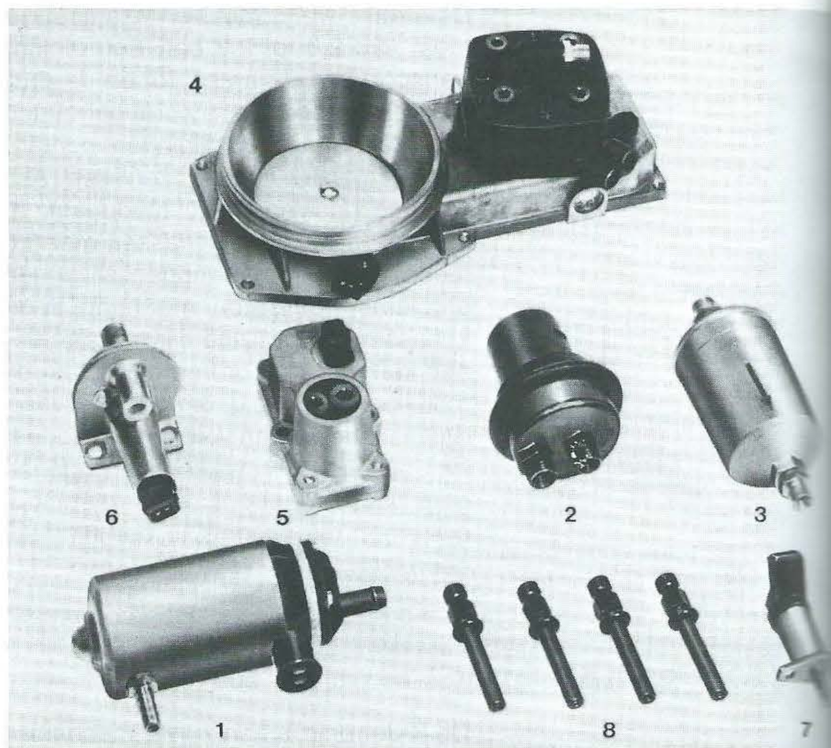
11.10 Bosch

D-Jetronic werkt met een relatief lage druk in het brandstofsysteem van 2,0 tot 2,2 bar. Een elektrische pomp zorgt voor het transport van de brandstof en de druk, die bovendien door een drukregelaar constant wordt gehouden.
Grotere vermogensstijgingen achteraf zijn met de D-Jetronic slechts moeilijk te verwezenlijken. Aan de ene kant begrenst de centrale gasklep de luchtdoorlaat, aan de andere kant is de aanpassing - bij nokkenassen met grotere openingstijden - zeer moeilijk. Geringe vermogensstijgingen laten zich echter zonder problemen realiseren, met name in die gevallen waarbij de nokkenassen ongewijzigd blijven. Aan de grotere vraag naar brandstof kan, hetzij door verhoging van de systeemdruk, hetzij door modificaties aan c.q. omwisselen van de mechanisch-elektrische druksensor worden voldaan. Inmiddels is de oude Bosch D-Jetronic door allerlei ontwikkelingen ingehaald. Haar modernere opvolgers heten K-Jetronic en L-Jetronic. Maar ook nu zijn er weer systemen die de druk in het inlaatspruitstuk als regelgrootheid gebruiken.

11.10 Bosch K-Jetronic

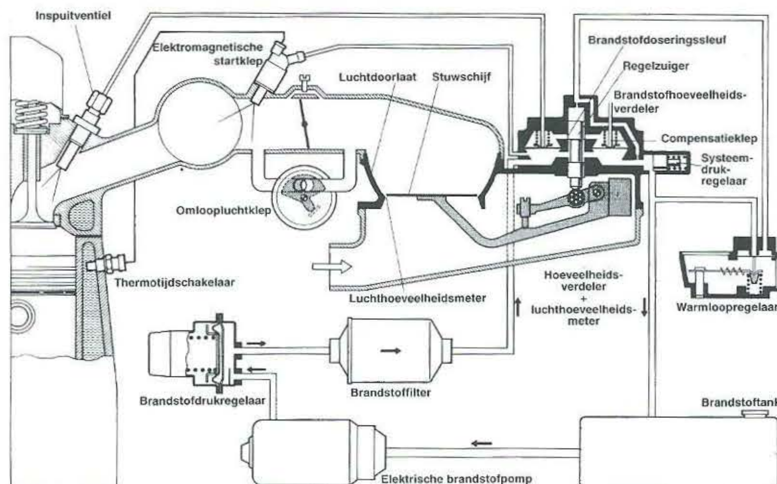
De K-Jetronic is een zuiver mechanisch, continu werkende lagedruk-inspuiting. Als de motor loopt, wordt de brandstof ononderbroken, dat wil zeggen continu, ingespoten. Aan dit principe dankt de K-Jetronic haar letter K (Kontinuierlich). Overeenkomstig de L-Jetronic wordt als regelsignaal de door de motor aangezogen hoeveelheid lucht gebruikt. Afhankelijk van de gasklepppositie c.q. de stand van het gaspedaal wordt meer of minder lucht aangezogen. De als stuwschijf uitgevoerde luchthoeveelheidsmeter draagt via een hevelsysteem de gemeten luchthoeveelheid over op de brandstofverdeler, die op haar beurt de op de luchthoeveelheid afgestemde brandstofhoeveelheid via inspuitventielen aan de cilinders afgeeft. Het systeem kent geen afzonderlijke vollast- of acceleratieverrijking. Een warmloopregelaar houdt de motortemperatuur in de gaten en zorgt bij de koude start voor de juiste mengselverrijking.
De naar het principe van het vrij zwevend lichaam werkende luchthoeveelheidsmeter bestaat uit een venturi en een aan een hevel bevestigde stuwschijf. Des te meer lucht erdoor stroomt, des te sterker stijgt de stuwschijf. De tegenkracht van deze luchtkracht wordt gevormd door een onder hydraulische druk staande regelzuiger. De positie hiervan (in verticale richting) is afhankelijk van de brandstofhoeveelheid. Luchthoeveelheidsmeter en brandstof-

Afb. 11.19. Alle belangrijke onderdelen en componenten van de Bosch K-Jetronic:
1. elektrische brandstofpomp
2. brandstofdrukregelaar
3. brandstoffilter
4. mengselregelaar met luchthoeveelheidsmeter
5. warmloopregelaar
6. omloopluchtschakelaar
7. (koude)startklep
8. inspuitventielen



Afb. 11.20. Sch
Bosch K-Jetron

verdeler vormen bij de K-Jetronic een eenheid en worden aangeduid als mengselregelaar.
De brandstofvoorziening bij de K-Jetronic is gecompliceerd, met name waar het gaat om de drukverdeling. Men onderscheidt de systeemdruk (circa 4,7 bar), de van bedrijfsomstandigheden afhankelijke (warm/koud) van 3,7 tot 0,5 bar regelbare druk (regeldruk) en de inspuitdruk (3,3 bar) waarbij de inspuitventielen openen. Voor de inspuithoeveelheid is de meestal heersende regeldruk maatgevend. Omdat de regelzuiger door de regeldruk naar beneden wordt gedrukt, wordt de inspuithoeveelheid groter, naarmate de regeldruk lager is.
Belangrijke grootheden voor de mengselaanpassing, zoals vollastverrijking en deellastverarming, worden bij de K-Jetronic door de vorm van de trechter, waarin de stuwschijf beweegt, bepaald. Trechtervormen ten behoeve van de serieproduktie komen door uitgebreide tests tot stand en zijn naderhand praktisch niet meer te wijzigen. Niet alleen om deze reden zijn motoren met K-Jetronic niet zonder meer voor een vermogensstijging geschikt. Ook hier geldt dat vanwege de stabiliteit van het stationair toerental en de begrensde diameter van de luchtdoorlaat de nokkenas-timing niet

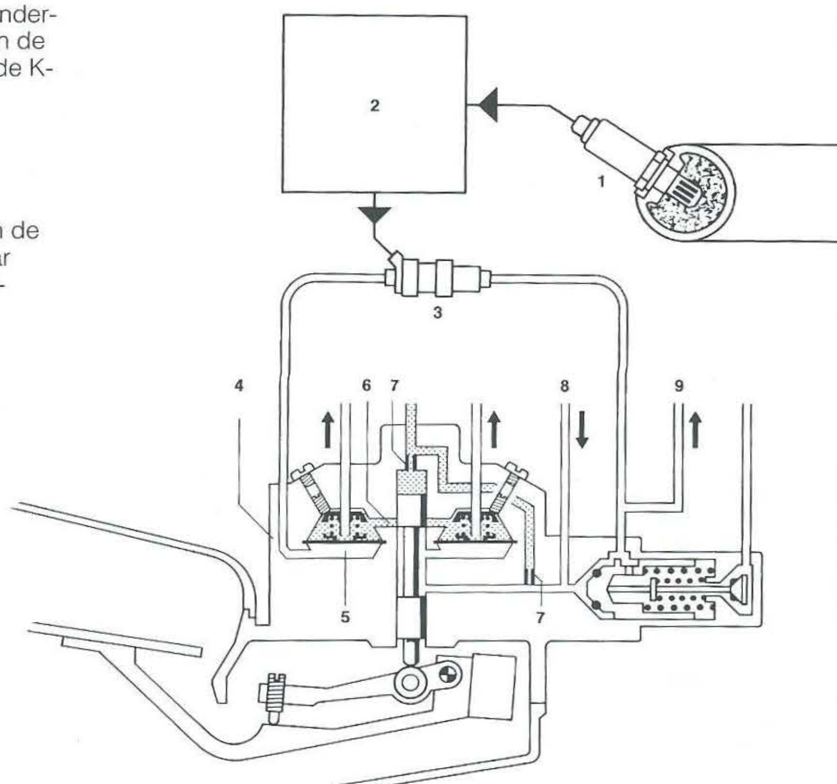


Afb. 11.20. Schema van de Bosch K-Jetronic

wezenlijk veranderd moet worden. Onder deze omstandigheden is een vermogensstijging tussen de 10 en 20 procent haalbaar. De grotere brandstofhoeveelheid dient dan door het laten zakken van de regeldruk bereikt te worden.

Alhoewel oorspronkelijk als zuiver mechanisch systeem ontworpen, werd de K-Jetronic in de loop der tijd van steeds meer elektronische nevenfuncties voorzien. De VW Golf GTI 16V is bij voorbeeld voorzien van een uitschakeling van de brandstoftoevoer bij gas loslaten en een regeling van het stationair toerental. Beide functies worden door een gemeenschappelijke regeleenheid gecontroleerd. De uitschakeling bij gas loslaten reageert op het samenvallen van een gesloten gasklep (gasklepschakelaar) met bepaalde motortoerentallen, die boven het stationair toerental liggen. Een elektropneumatisch ventiel opent tijdens overrun een bypass parallel met de stuwschijf, die deze dan in de ruststand brengt. Daarmee wordt de vrije doorlaat in de sleuven van de brandstofverdeler gelijk aan nul en de inspuitventielen sluiten. De regeling van het stationair toerental werkt met een stappenmotor, die de normaal gemonteerde extra-luchtklep (ook wel omloopschuif genoemd) vervangt en ook diens functie overneemt. De stappenmotor wordt met een fasespanning gevoed. Het in werking zijn van deze regeling merkt men bij ingeschakeld contact aan het typische geluid (schnarren) en aan het trillen van de stappenmotor. Veranderingen van het stationair toerental is bij dit systeem in principe alleen mogelijk door het wijzigen van de elektronica, omdat andere ingrepen in de regelelektronica zodanig worden

Afb. 11.21. De extra onderdelen ten behoeve van de lambda-regeling van de K-Jetronic:
1. lambda-sonde
2. lambda-regelaar
3. faseklep
4. brandstofverdeler
5. onderste ruimte van de drukverschilregelaar
6. sleuven voor brandstoftoediening
7. afsluitplunjer
8. brandstoftoevoer
9. brandstofterugvoer



gecorrigeerd, dat het oorspronkelijk afgestelde toerental weer wordt bereikt.
De K-Jetronic kan ook met een voorziening ten behoeve van een lambda-regeling voor katalysatortoepassing worden uitgebreid. De beïnvloeding van de mengselsamenstelling geschiedt door een verandering van de tegendruk op de regelzuiger van de brandstofverdeler. Deze methode komt overeen met de koude start- en warmloopverrijking, met dien verstande dat nu een op het afgegeven signaal van de lambda-sonde werkend faseventiel de druk afregelt. Dit principe is overigens bij de scherper wordende emissie-eisen niet meer toepasbaar.

11.11 Bosch KE-Jetronic

De doorontwikkeling van de K-Jetronic naar KE-Jetronic werd van begin af aan op elektronische componenten afgestemd. Delen als de warmloopregelaar en de luchtomloopschuif kwamen in het geheel niet meer voor. De regeling van de systeemdruk over een klep in de brandstofverdeler moest wijken voor een externe sys-

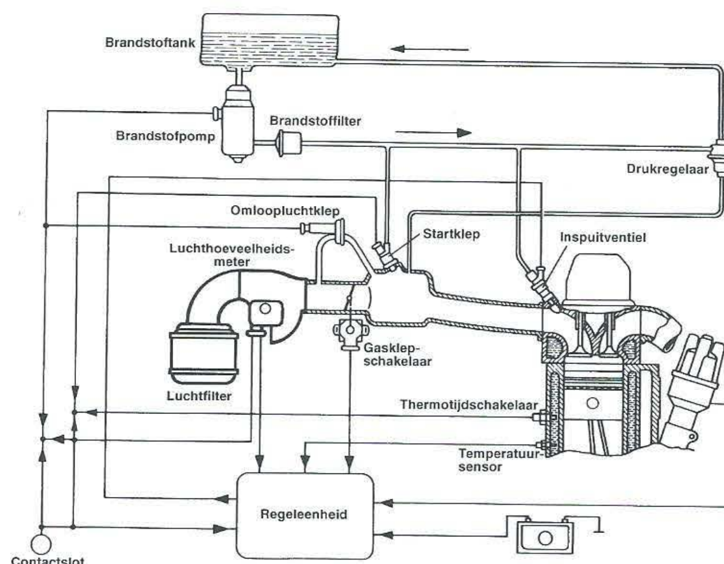
11.12 Bosch

teemdrukregelaar. Een elektrohydraulische drukverschilregelaar in de brandstofverdeler zorgt voor beïnvloeding van het mengsel door verrijking ervan bij een koude start, warmlopen, acceleratie en vollast. Ook is deze drukverschilregelaar in het traject voor lambda-regeling opgenomen en zorgt zij voor het afsluiten van de brandstoftoevoer bij overrun en toerenbegrenzing.
Belangrijke signalen voor de elektronische regeleenheid van de KE-Jetronic ontvangt deze van de diverse sensoren. Ontstekingsimpulsen geven het motortoerental aan, temperatuursensoren geven motor- en luchttemperatuur aan en de gasklepschakelaar geeft signalen met betrekking tot het stationair toerental en vollast. Een belangrijk signaal, dat de K-Jetronic mist, wordt geleverd door de potentiometer welke met de stuwschijf is verbonden; dit signaal heeft betrekking op de aangezogen luchthoeveelheid. De lambda-regeling werkt via een continu wijzigende spanning die aangesloten is op de elektrohydraulische drukverschilregelaar van de brandstofverdeler. Een faseventiel is niet meer nodig.
Hoezeer in de loop der tijd het aantal functies van de KE-Jetronic is toegenomen, mag uit het volgende voorbeeld blijken. Terwijl bij de KE1 van 1982 nog een 25-polige stekerverbinding naar de regeleenheid voldoende was, beschikten de versies KE 5.1 en KE 5.2 van de zescilindermotoren van Mercedes-Benz in 1989 al over een 55-polige steker.

11.12 Bosch L-Jetronic

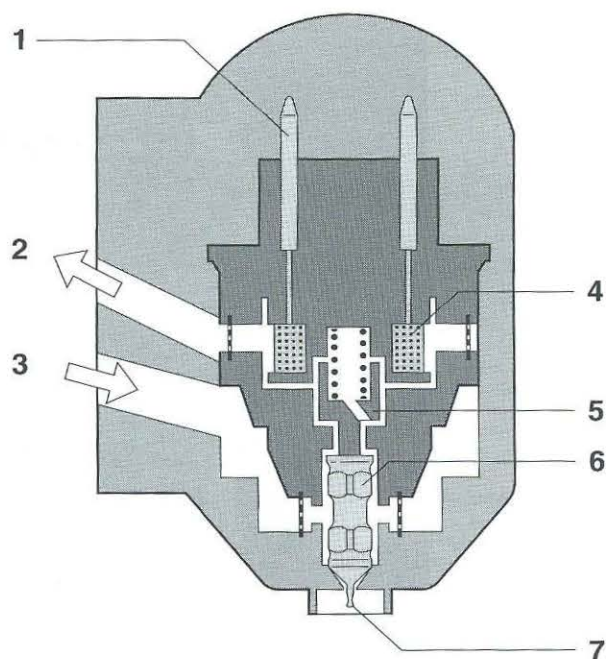
Ook de L-Jetronic is een lagedruk-inspuitsysteem. In relatie tot de KE-Jetronic vormde een vooruitgang hier het vervallen van de mechanische beïnvloeding van de ingespoten brandstofhoeveelheid (de koppeling van de stuwschijf en brandstofverdeler). De brandstofdosering geschiedt aan de hand van een krukassignaal waardoor de elektromagnetische inspuitventielen enige milliseconden geopend worden. De inspuitventielen zijn net als bij de K-Jetronic direct voor de inlaatkleppen geplaatst. Zij hebben nu niet alleen als taak de mengseltoelevering, maar ook de dosering. In plaats van de mechanische verbinding van stuwschijf en brandstofverdeler, zoals toegepast bij de K-Jetronic, zijn er nu de potentiometer van de stuwschijf (luchthoeveelheidsmeter) en de elektronische regeleenheid die de inspuitventielen bedienen. De regeleenheid ontvangt alle voor de dosering van de brandstofhoeveelheid belangrijke signalen, verwerkt ze en geeft de openingsimpulsen aan de elektromagnetische inspuitventielen. Correctiegrootheden voor de koude start, vollastverrijking en stationair

Afb. 11.22. Schema van de Bosch L-Jetronic

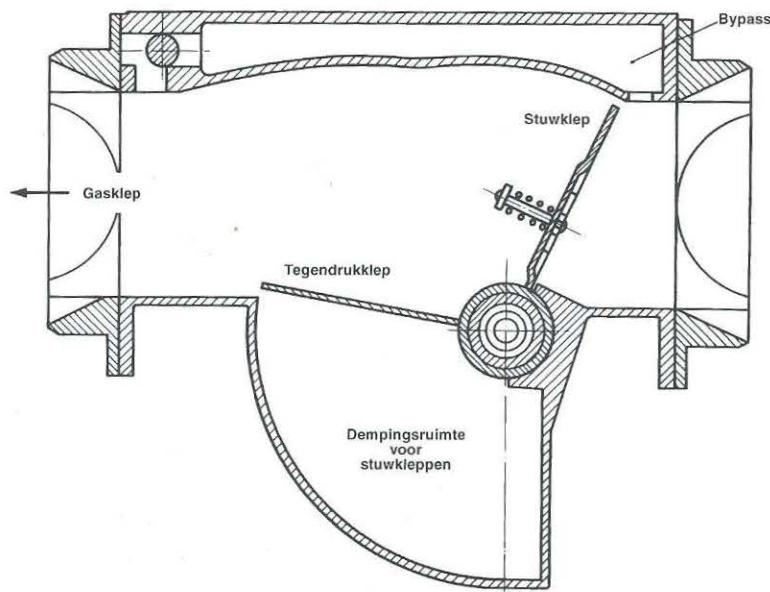


toerental worden eveneens verwerkt. Verrijking ten behoeve van accelereren is bij de L-Jetronic niet nodig. Dit is een van de voordelen van de luchthoeveelheidsmeting die op een aantal bedrijfsomstandigheden direct reageert.
De luchthoeveelheidsmeter zelf is direct voor de gasklep aangebracht. Deze is bij de L-Jetronic als kantelbare stuwklep uitgevoerd, die onder veerbelasting staat. De door de motor, gelet op de gaskleppositie aangezogen lucht werkt in tegen de veerspanning van de stuwklep en opent deze afhankelijk van de belasting. Afhankelijk van de openingshoek van de stuwklep, welke gerelateerd is aan een bepaalde luchthoeveelheid, wordt een potentiometerspanning aan de regeleenheid afgegeven. De regeleenheid bepaalt dan door de inspuitduur de bij die bepaalde luchthoeveelheid passende brandstofhoeveelheid. Van belang is in dit verband dat er tussen de stuwklep van de luchthoeveelheidsmeter en de motor geen luchtlekkage ontstaat. Hierop dient men zonder meer te letten, omdat anders de brandstofverdeling niet meer klopt. Een nadeel van de luchthoeveelheidsmeter is dat deze weerstand biedt aan de aangezogen lucht, hetgeen neerkomt op ongeveer 0,75-1,5 kW (1-2 pk) vermogensverlies.
Hoe vaak ingespoten moet worden, wordt afhankelijk van het toerental door de onderbreker bepaald. Bij de L-Jetronic zijn alle inspuitventielen parallel geschakeld en inspuiting geschiedt tweemaal per krukasomwenteling. Een bepaalde afstemming tussen krukhoek en inspuittijdstip is niet noodzakelijk. Dit is een sterke vereenvoudiging gelet op de D-Jetronic. Omdat de L-Jetronic zich

Afb. 11.23. Schematische weergave van een elektromagnetisch inspuitventiel
1 Stroomaansluiting
2 Brandstofterugvoer
3 Brandstoftoevoer
4 Magneetwikkeling
5 Magneetanker
6 Naald
7 Naaldopening



quasi vanzelf aanpast aan veranderende bedrijfsomstandigheden is deze ook beter geschikt voor vermogensstijging dan de D-Jetronic. Vooropgesteld echter dat de overlap in de nokkenas-timing niet te groot wordt. Dit in verband met een stabiel stationair



Afb. 11.24. Een blik in de weerstandsarme hittedraadluchtmassameter van Bosch

Afb. 11.25. Elektrisch inspuitventiel op de verstuivertestbank. De brandstofverstuiving is in orde.



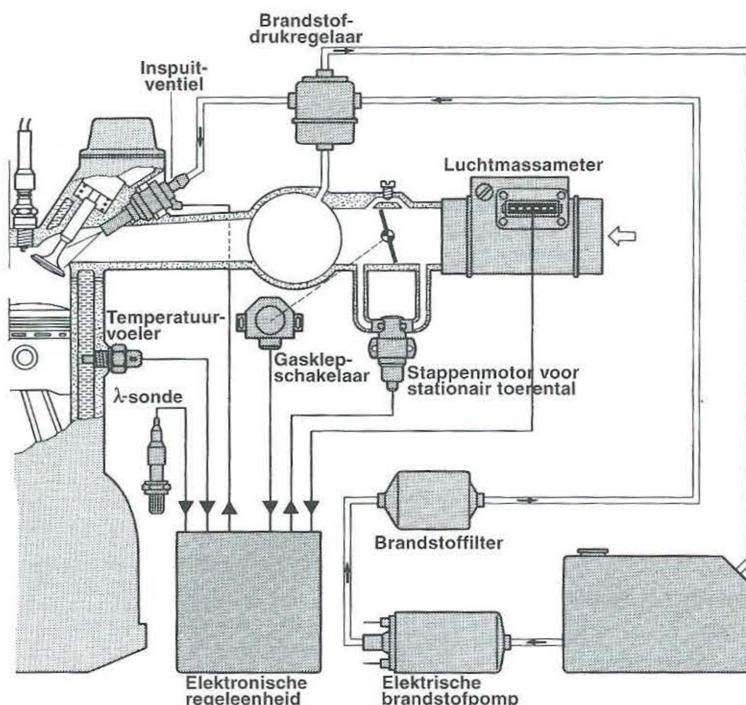
toerental. De extra hoeveelheid brandstof die nodig is voor vollast van de opgevoerde motor kan enerzijds worden verkregen door een verhoogde systeemdruk - deze ligt bij de L-Jetronic tussen de 2,5 en 3,5 bar - en anderzijds door een sterkere vollastverrijking. In het geval deze mogelijkheden geen uitkomst bieden, kan nog een extra verrijking met behulp van de luchttemperatuursensor worden gerealiseerd.

Ook hier moet men echter in gedachte houden dat een vermogensstijging van motoren met L-Jetronic zijn grenzen kent. Voor topvermogens (50 tot 60 kW/L) is dit systeem niet ontworpen en ook niet geschikt.

Uit de L-Jetronic zijn in de loop der tijd diverse systemen voortgekomen, die voor bepaalde toepassingsgebieden geoptimaliseerd zijn. Naast de LE-Jetronic zonder lambda-regeling, die gedurende enige tijd voor Europa ingezet werd, noemen we de LU-Jetronic, zoals die in landen werd toegepast waar strengere emissie-eisen gehanteerd werden. De ontwikkeling van de LU-Jetronic was er al snel, omdat deze over een lambda-regeling beschikte.

Een bijzondere ontwikkeling vormde de L2 die onder de naam Digijet door de Volkswagen-fabriek werd gemonteerd. Dit systeem was het eerste en lange tijd de enige vorm van L-Jetronic waarin een digitale signaalverwerking was opgenomen. Bijna alle overige versies van de L-Jetronic kennen een analoge signaalverwerking.

Afb. 11.26. Schema van de Bosch L-Jetronic met lambda-regeling

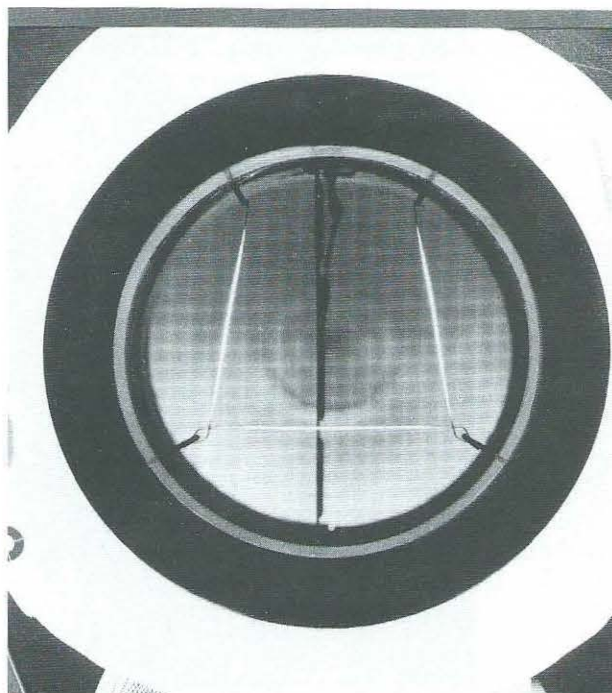


De pas in 1986 uitgebrachte versie L3 beschikt over een regeleenheid, geschikt voor montage in de motorruimte; deze is dan ook aan de luchthoeveelheidsmeter gebouwd. Dit is gunstig vanwege het ontbreken van een kabelboom. De L3-Jetronic beschikt over een digitale regeling. Zij kan met of zonder lambda-regeling uitgevoerd zijn. Om ook bij een eventueel uitvallen van de computer een autobedrijf te bereiken, zijn er noodloopfuncties opgenomen. Nieuw bij dit systeem is de mogelijkheid dat onzinnige signalen, zoals een motortemperatuur van -60 °C buiten werking worden gesteld en vervangen worden door standaard ingevoerde gegevens.

11.13 Bosch LH-Jetronic

De wens het dure en niet altijd storingsvrij werkend mechanische onderdeel luchthoeveelheidsmeter door elektronische componenten te vervangen, leidde tot de ontwikkeling van de LH-Jetronic. De stuwklep vervalt bij dit systeem. In plaats daarvan wordt de aangezogen luchtstroom over een elektrisch verwarmde platinadraad geleid. De daarmee gepaard gaande afkoeling van de draad

Afb. 11.27. Luchtmassameter met hittedraad van Bosch



wordt als ingangssignaal voor de elektronische regeleenheid gebruikt.
Voor dit doel is de hittedraad in een elektrische brugschakeling opgenomen en wordt door een variabele stroom op een constante temperatuur gehouden. Omdat de koelende werking van de voorbijstromende lucht niet alleen afhankelijk is van de snelheid, maar ook van de dichtheid, wordt met deze methode niet zoals met de stuwklep de luchthoeveelheid, maar de luchtmassa bepaald. Vertekening van de meetgegevens door temperatuurwisselingen of rijden op grote hoogte, bij voorbeeld over bergpassen, treedt niet meer op. De compensatievoorzieningen van de L-Jetronic kunnen dus vervallen. De hittedraad, een platinadraad met een diameter van ongeveer 0,07 millimeter, mag niet vervuilen. Vuilaanslag zou de temperatuurweerstand de indruk geven dat er een geringere luchtmassa over de draad passeert. Dit zou leiden tot een verarming van het mengsel. Om dat te voorkomen, wordt de hittedraad na het afzetten van de motor even op een hoge temperatuur gebracht, waardoor eventuele verontreinigingen als het ware losbranden. Wezenlijke voordelen van de luchtmassameter zijn de uiterst geringe (lucht)stromingsweerstand en het ontbreken van diverse bewegende delen. Met de LH-Jetronic werd op een breed front de digitale signaalverwerking door een microprocessor inge-

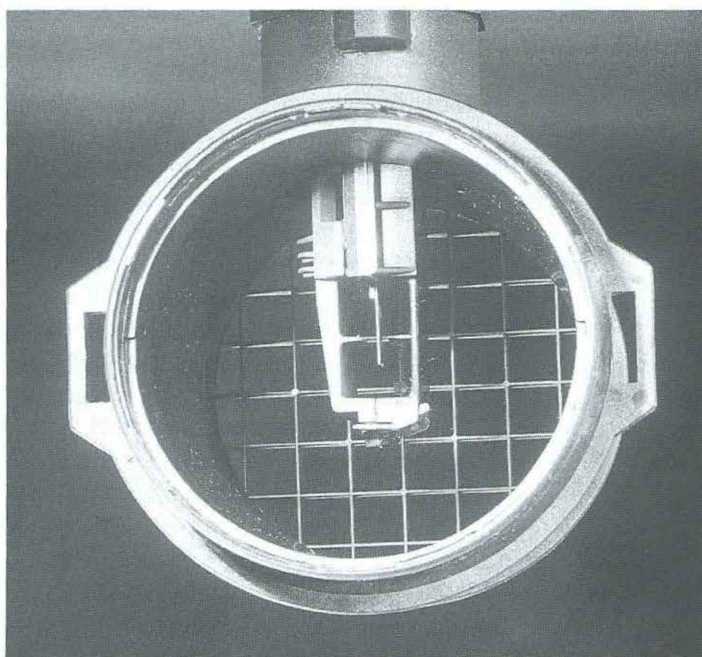
voerd. In plaats van allerlei signalen die door de regeleenheid verwerkt moesten worden, kwamen er nu kenvelden. Dat zijn in microchips opgeslagen tabellen die voor bepaalde combinaties van motortoerental en -belasting de juiste inspuithoeveelheid aangeven. Tussenliggende waarden worden door de microprocessor door interpolatie berekend. Deze methode heeft het voordeel dat de inspuithoeveelheid voor iedere bedrijfstoestand volledig vrij gekozen kan worden. Bij analoge en nog meer bij mechanische systemen hangt de mogelijke waarde altijd iets van de omgevingsomstandigheden af. Sprongen of snelle veranderingen van de ene naar de andere bedrijfsomstandigheid zijn niet mogelijk. Bij mechanische systemen, zoals de Kugelfischer-inspuiting, zou dit grote slijtage alswel het blijven haken en klemmen van de nokken tot gevolg hebben. Verrijking ten behoeve van de koude start of het warmlopen kan geschieden door het temperatuurafhankelijk verschuiven van het kenveld of het overlappen van een tweede kenveld voor zeer lage bedrijfstemperaturen. Op dezelfde wijze verkrijgt men een mengselverrijking voor vollast. De vollastomstandigheid kan ook door een gasklepschakelaar herkend worden. Eenvoudiger en betrouwbaarder is het echter een kenveld op te slaan dat dient te voorzien in grotere inspuithoeveelheden tijdens vollast. Dit heeft het voordeel dat, ook als de gasklep nog niet de vollastpositie bereikt heeft, toch een bepaalde mate van mengselverrijking kan plaatsvinden.
De huidige motoren draaien met het oog op een mogelijk optimale reinigende werking van de katalysator onder bijna alle bedrijfsomstandigheden met lambda = 1. Het dan voorhanden zijnde stoichiometrische mengsel kan theoretisch volledig verbranden; zuurstof en brandstofmoleculen zijn in een afgemeten hoeveelheid beschikbaar. De verbranding in de motor is overigens niet geheel volledig. Er blijven immers onverbrande delen koolmonoxide en koolwaterstoffen over. Het, dank zij het stoichiometrische mengsel in het uitlaatgas overgebleven, zuurstofdeel maakt het de katalysator mogelijk de onverbrande delen volledig te laten oxideren. De vergelijkenderwijs geringe hoeveelheden stikstofoxiden die in de verbrandingsruimten zijn ontstaan, worden bij die gelegenheid tot onschadelijk stikstof gereduceerd.
Om de gewenste nauwkeurigheid welke lambda = 1 stelt aan de uitlaatgasreiniging te kunnen handhaven, worden de in het inspuitkenveld opgeslagen waarden met inachtneming van de signalen van de lambda-sonde nog aan een kritische correctie onderworpen. Door veroudering en slijtage, maar ook tengevolge van fabrikage- en andere toleranties, kunnen er tussen de opgeslagen waarden en de noodzakelijke waarden verschillende afwijkingen geconstateerd worden. Bereiken deze afwijkingen een bepaalde

Afb. 11.28. Hittefilmluchtmassameter (HFM) van Bosch. Een deel van de elektronica is al in de sensor geïntegreerd.



omvang, dan worden zij als correctiefactoren in een speciaal aanpassingskenveld opgenomen. Dit kenveld beschikt over het algemeen over een geringer aantal posities dan dat van het basiskenveld. De hierin opgenomen correctiefactoren reduceren de ingrepen van de lambda-regeling tot een minimum en vormen een zich steeds aanpassende compensatie gedurende de levensduur van het systeem. Op grond hiervan is de digitale LH-Jetronic in slechts zeer beperkte mate in staat een motor die door tuningwerkzaamheden over een hoger rendement beschikt, dienovereenkomstig meer brandstof in te spuiten. Behalve de inspuithoeveelheid kunnen ook correctiefactoren voor het stationair draaien worden opgeslagen. Zulke motoren kunnen met het oog hierop als onderhoudsvrij worden aangemerkt.
De brandstofmeting geschiedt door een magneetventiel dat de brandstof inspuit op de inlaatklep. Ter vereenvoudiging van de schakelingen worden deze ventielen eenmaal per krukasomwenteling aangestuurd. Om negatieve bijwerkingen van fluctuaties in de boordspanning op de schakeltijd van de ventielen te compenseren, wordt een dienovereenkomstige correctiefactor ingecalculeerd. De invloed van de druk in de inlaatbuizen, die afhankelijk is van de gasklepposititie, wordt geëlimineerd door het constant houden van het drukverschil tussen brandstofdruk en druk in de inlaatbuizen. Dit drukverschil bedraagt - afhankelijk van het systeem - 2,5 of 3 bar. Hierdoor is de ingespoten brandstofhoeveel-

Afb. 11.29. Hittefilmluchtmassameter in het aanzuiggedeelte

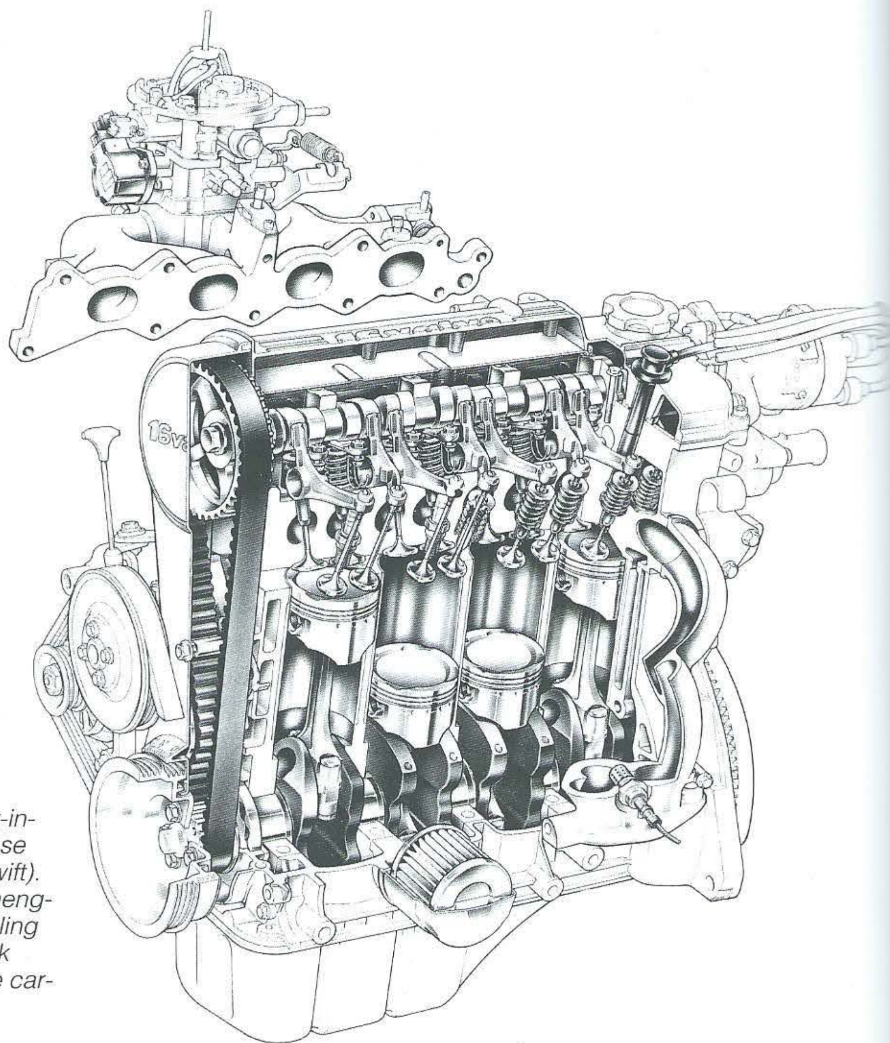


heid alleen nog afhankelijk van de openingsduur van de inspuitventielen. Voor omvangrijke tuning-maatregelen valt er niet aan te ontkomen - nadat er uitgebreide tests op de proefstand hebben plaatsgevonden - de in het kenveld opgeslagen inspuitwaarden aan te passen. Hiervoor is speciale kennis van elektronica nodig. Wie niet exact weet in welke (opslag-)chip op welke databus (adres) bepaalde gegevens ingevoerd moeten worden, kan zich hier beter niet mee bemoeien.

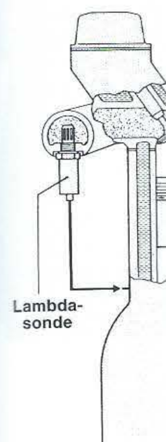
Bij de laatste ontwikkeling van de LH-Jetronic (LH 3.1 en LH 3.2 in 1990) is de luchtmassameting met de hittedraad vervangen door een moderne sensor, de hittefilmsensor. Het werkingsprincipe van deze sensor komt overeen met dat van de hittedraadluchtmassameting. De belangrijkste delen van de elektrische brugschakeling en de elektronica zijn in een voelerelement geïntegreerd in de vorm van een keramisch deel met daaroverheen een metaallaag. Een voordeel van deze wijze van luchtmassameting is dat het sensorelement als het ware in de luwte van de luchtstroom ligt en daardoor minder door vervuiling wordt beïnvloed. Het regelmatig schoonbranden van de sensor, zoals bij de hittedraad, kan hierdoor achterwege blijven.

11.14 Bosch Mono-Jetronic

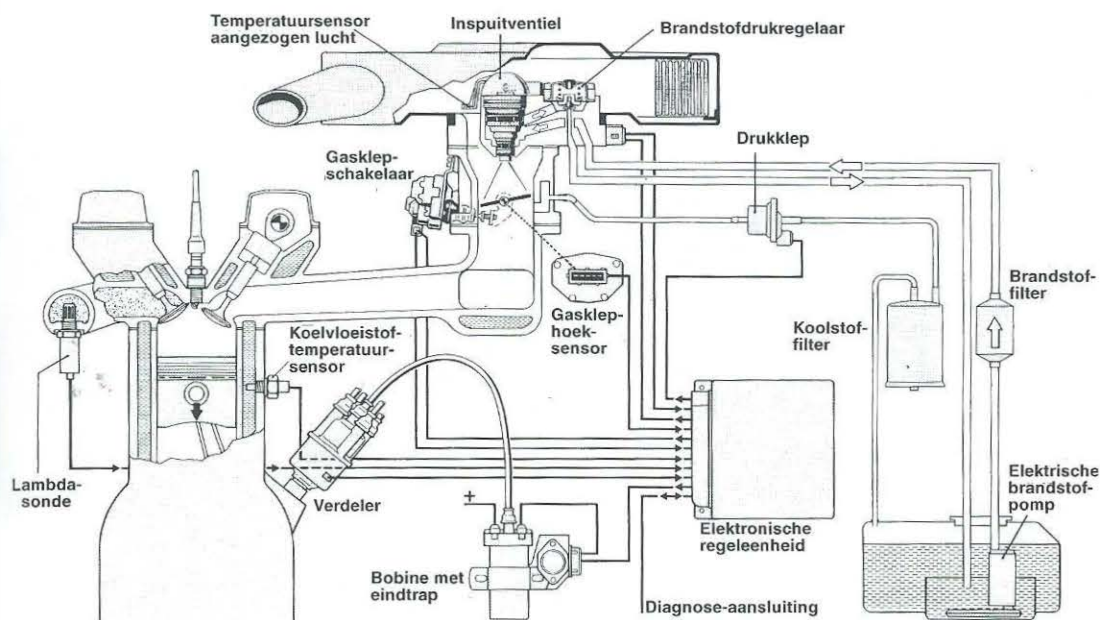
Met de invoering van lambda-geregelde uitlaatgasreiniging bij kleine personenauto's ontstond de behoefte aan een eenvoudig en weinig kostend inspuitsysteem. De Mono-Jetronic - en veel andere monopoint-inspuitsystemen - voldoen hieraan. In tegenstelling tot multipoint-inspuiting, waarbij iedere cilinder over een apart inspuitventiel beschikt, geschiedt hier de brandstofvoorziening via een enkel centraal geplaatst inspuitventiel. Deze is samen met het gasklepgedeelte tot een eenheid gevormd. Uiterlijk lijkt het een enkelvoudige carburateur met de bekende nadelen als inlaatspruitstukvorm en mengselverdeling. De brandstofmeting geschiedt nu echter niet op basis van stromingswetten door



Afb. 11.30. Monopoint-inspuiting bij een Japanse vierklepper (Suzuki Swift). De nadelen voor de mengselverdeling en de vulling van het inlaatspruitstuk zijn dezelfde als bij de carburateur.



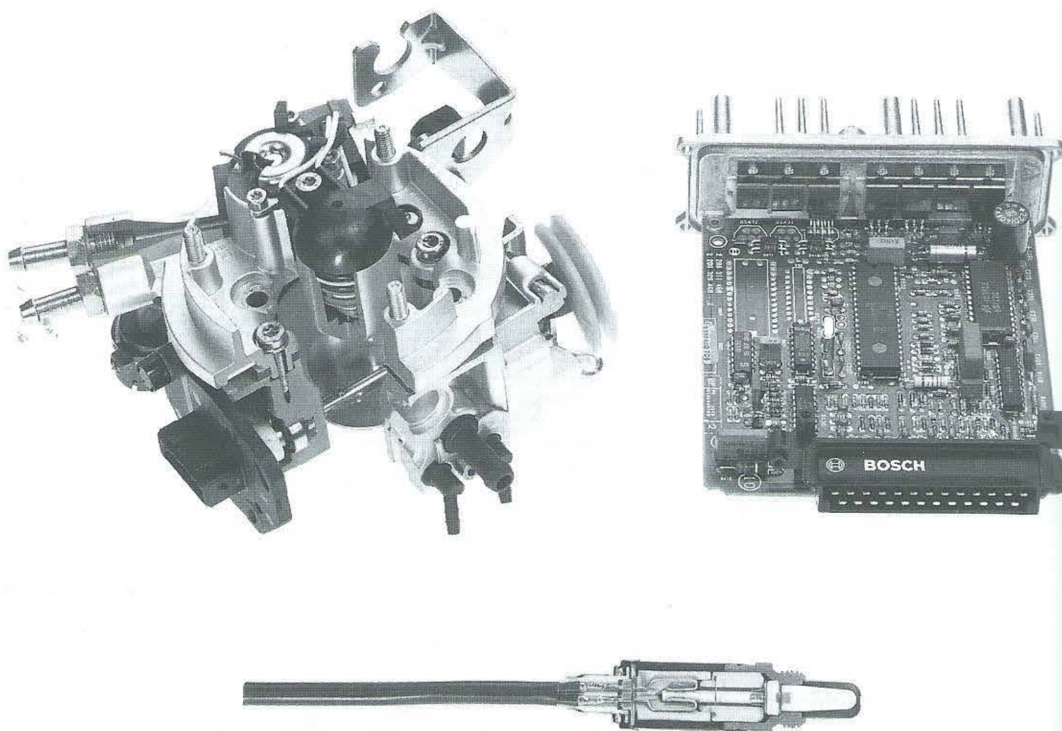
Afb. 11.31. Sc



Afb. 11.31. Schema van monopoint-inspuiting (Bosch Mono-Motronic)

venturi's en sproeiers, maar door elektronische regeling. Gebruikelijke aanduidingen voor zulke systemen zijn ook 'singlepoint-inspuiting (SPI)', 'throttle body injection (TBI)' of 'central fuel injection (CFI)'.
Een belangrijk verschil tussen de Bosch Mono-Jetronic en de overige Bosch-systemen is dat er geen luchthoeveelheids- of luchtmassameter in het systeem is opgenomen. De bedrijfstoestand van de motor wordt door beoordeling van andere parameters bepaald. De belangrijkste zijn het door de ontsteking geleverde toerentalsignaal alsmede het spanningssignaal geleverd door de gaskleppotentiometer, welke de hoeveelheid benodigde lucht aangeeft. De regeleenheid kent ook de toestand stationair en vollast, zonder dat zij de gasklepschakelaar hiervoor nodig heeft.

Sensoren voor motor- en luchttemperatuur zorgen voor een warmloopverrijking en een aanpassing aan de bij lager wordende temperatuur stijgende dichtheid van de aangezogen lucht. Naast deze alpha/n-regeling, die waakt over de gasklepspositie en het toerental, bestaat er ook een p/n-regeling. Deze is gebaseerd op de motorbelasting en de meting van de druk in het inlaatspruitstuk. Het in de Opel Corsa ingebouwde inspuitsysteem, van Amerikaanse herkomst, is hiervan een voorbeeld. Voor welk systeem een



Afb. 11.32. De belangrijke componenten van een elektronische monopoint-inspuiting zijn de inspuitunit (die net als een carburateur op het spruitstuk bevestigd wordt), de elektronische regeleenheid en de lambda-sonde (Bosch Mono-Motronic)

autofabrikant kiest, is niet in de laatste plaats afhankelijk van het gegeven of de druksensor, die met hoge precisie gefabriceerd wordt, bij het geheel is inbegrepen. Als deze afzonderlijk ingekocht moet worden, kan deze een derde van de totale kosten van het inspuitsysteem voor zich opeisen. In principe kan een centraal inspuitsysteem ook beide typen sensoren hebben; dus én gasklepotentiometer én druksensor. Daarmede is een nog exactere bepaling van de bedrijfstoestand mogelijk, alsmede een 'noodloopmogelijkheid' bij het uitvallen van één van de sensoren.
De Bosch Mono-Jetronic spuit intermitterend in bij elke krukasomwenteling. De ingespoten brandstofhoeveelheid wordt, net als bij de LH-Jetronic, aangepast door de schakeltijd van het inspuitventiel. Alle kenmerken van een modern inspuitsysteem - tot en met lambda-correctiekenveld met adaptieve foutaanpassing - zijn erin opgenomen. Een bijzonder voordeel van het systeem is dat de steeds met overschot toegevoerde brandstof op haar weg terug naar de tank ook het inspuitventiel omspoelt en daarmede een

11.15 Bosch

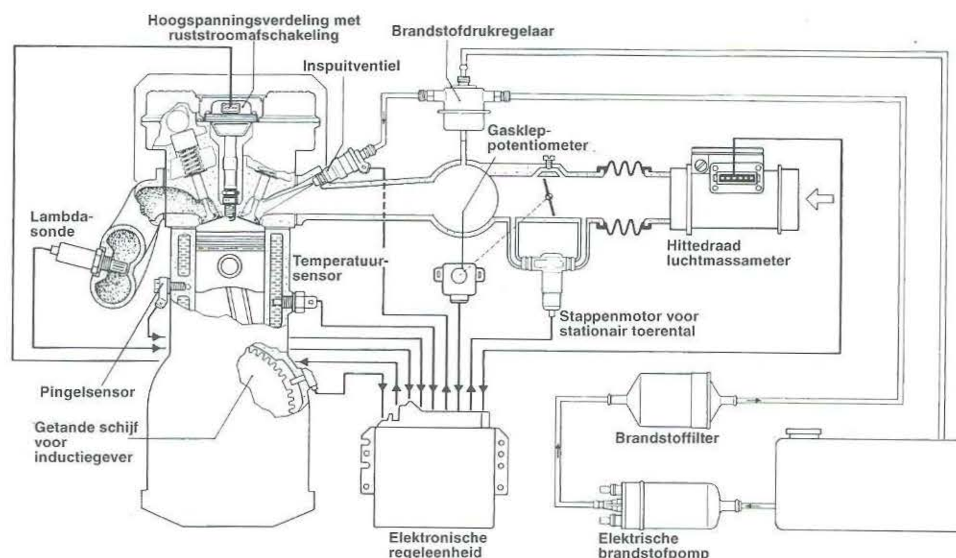


Afb. 11.33. Sch

effectieve koeling teweegbrengt. Omdat het gevaar voor luchtbelvorming (vapour lock) hierdoor praktisch niet meer bestaat, kan de Mono-Jetronic met de geringe druk van 1 bar werken. Behalve de versie A2.2 wordt ook nog de variant A2.4 gebouwd. Hierbij ontbreekt de lambda-regeling. Met een luchtoverschot (lambda) = 1,2 is deze geschikt voor leanburn-motoren. Motoren met monopoint-inspuiting zijn, net als motoren voorzien van een enkelvoudige carburateur, zonder totale ombouw van de mengselbereiding slechts voor een relatief geringe vermogensstijging geschikt, zoals het bij een verhoogde compressieverhouding omschakelen van Euro loodvrij (95 RON) naar Superplus loodvrij (98 RON).

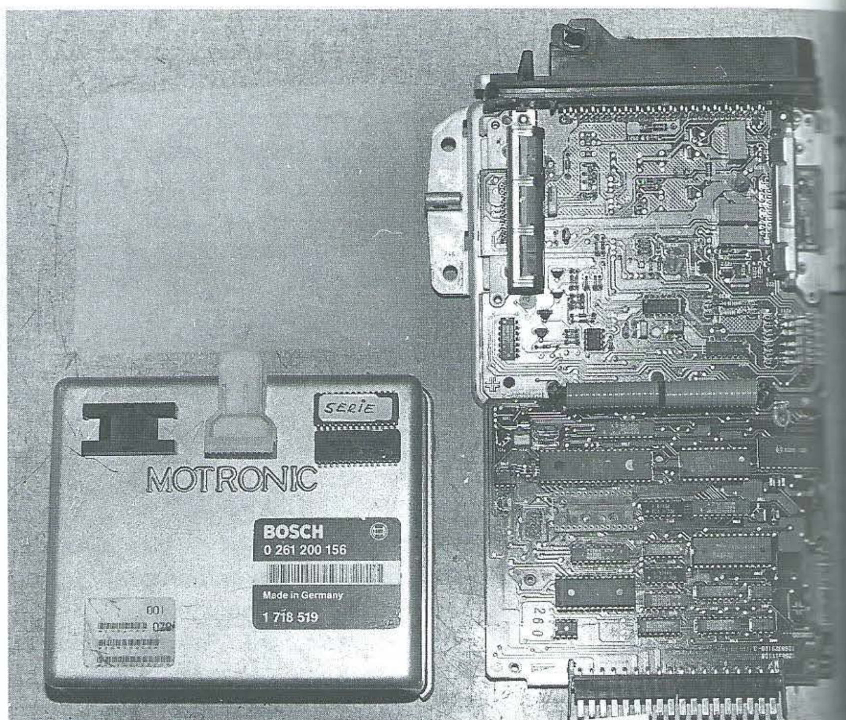
11.15 Bosch Motronic

De opkomst van digitale elektronica stopte ook niet bij de ontstekingsinstallatie. Systemen zoals de naar haar ontwerper vernoemde Hartig-ontstekingsinstallatie werden als kenveldontsteking in auto's gemonteerd. Zulke systemen komen in principe overeen met de kenveld-geregelde inspuitsystemen, met dien verstande dat niet de inspuithoeveelheid wordt geregeld, maar de contacthoek. Omdat inspuiting en ontsteking waren gebaseerd op dezelfde ingangssignalen (toerental en belasting), lag het voor de hand beide systemen samen te voegen. Dit resulteerde in het Motronic-systeem.



Afb. 11.33. Schema van multipoint-inspuiting (Bosch Motronic)

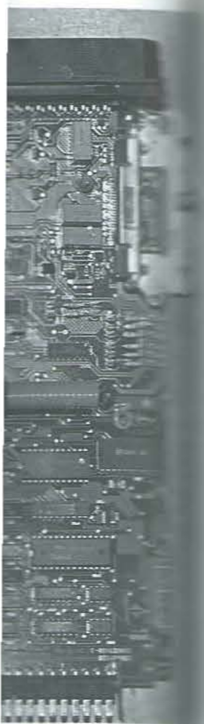
Afb. 11.34. Regeleenheid van de Bosch Motronic waarbij de dragerplaten opengeklapt kunnen worden ten behoeve van het uitwisselen van de EPROMs



Afhankelijk van welk inspuitsysteem als basis dient, onderscheiden we KE-Motronic, Mono-Motronic en M-respectievelijk ML-Motronic. Vooral van op de L- en LH-Jetronic gebaseerde, kortweg Motronic genoemde, systemen bestaan talrijke varianten. Voor een deel beschikken zij, voor wat het inspuitgedeelte betreft, over extra functies die bij de Jetronic niet voorkwamen.

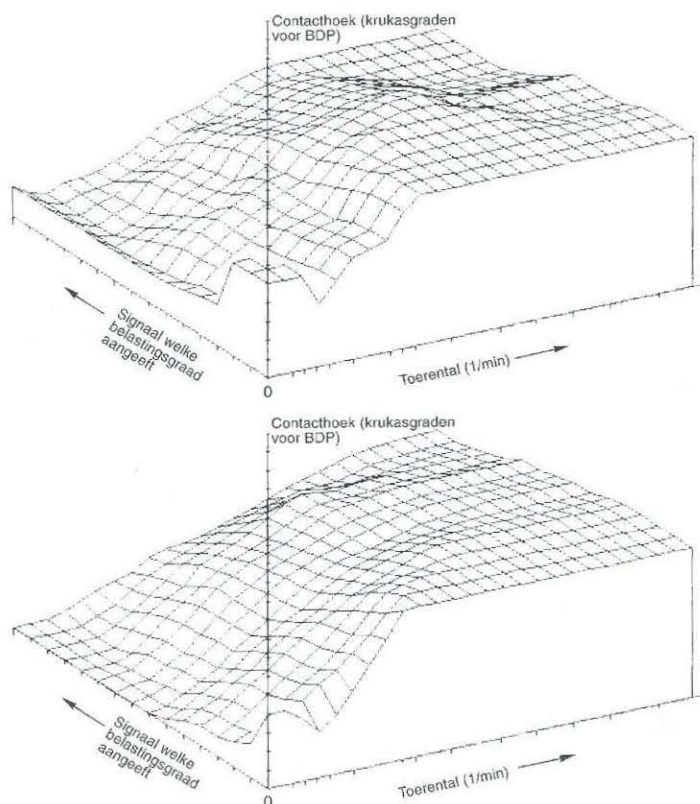
Het ontstekingskenveld van de Motronic vervangt de functies centrifugaal- en onderdrukvervroeging van de oorspronkelijke verdeler. Dit kenveld kan aanzienlijk exacter aan de verschillende bedrijfsomstandigheden worden aangepast dan bij een zuiver mechanische vervroeging mogelijk zou zijn. Zo kan bij voorbeeld ten behoeve van het starttoerental een voor de ontsteking optimale contacthoek geregeld worden. Volledig onafhankelijk daarvan wordt voor het stationair draaien een contacthoek geprogrammeerd die een optimaal stationair draaien, een laag verbruik en een geringe emissie mogelijk maakt. Wordt gas gegeven, dan komt daarbij ook nog de vraag naar een soepel oppakken van de motor. Behalve toerental en druk in de inlaatbuis zijn temperatuur en gaskleppositie de bepalende factoren.

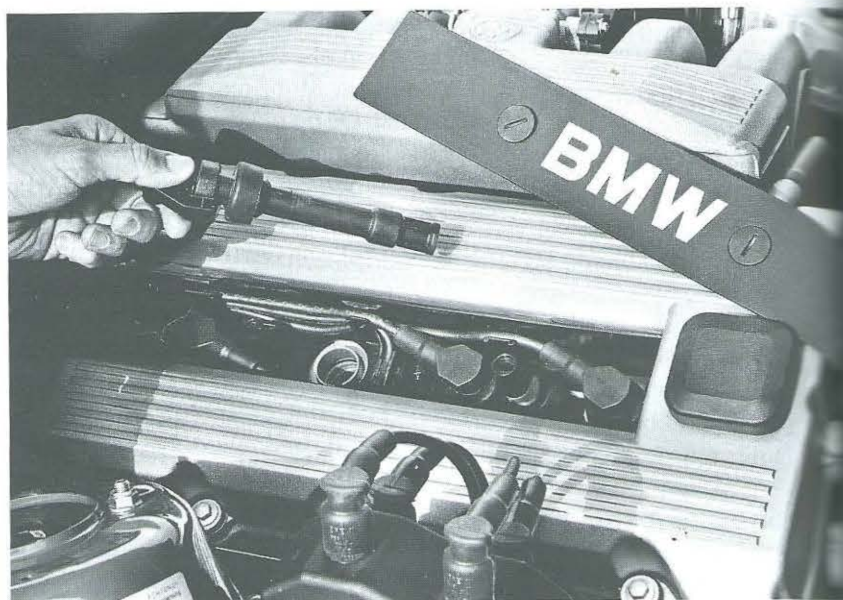
Omdat de oorspronkelijke ontstekingsinstallatie vervalt, ontbreekt de ontstekingsvonk als toerentalinformatie. Deze informatie ontvangt de Motronic daarom van een inductieve opnemer - of



Hall-gever - direct vanaf een getande schijf welke voorop de krukas is gemonteerd. Hiermee wordt een veel grotere nauwkeurigheid bereikt. Zonder veel risico kan het ontstekingstijdstip dichter bij de detonatiegrens worden gebracht. Een referentieteken - meestal van een ontbrekende tand in de getande schijf - maakt het mogelijk dat het systeem gegevens ontvangt over de krukaspositie. Bij conventionele ontstekingssystemen is de contacthoek direct afhankelijk van de contactpuntafstand en daardoor zal de tijd waarin de primaire stroom haar maximumwaarde in de bobine bereikt, omgekeerd evenredig zijn aan het toerental. Het gevolg hiervan is dat bij zeer hoge toerentallen vaak niet voldoende ontstekingsspanning beschikbaar is. Contactpuntloze ontstekingen hebben in principe een contacthoekregeling, die onafhankelijk van het toerental een optimale spanningsopbouw garandeert.
Bij de Motronic wordt de contacthoek door een eigen kenveld geregeld. Bovendien is er een aanpassing aan fluctuaties in de boordspanning. Bij verminderende spanning wordt de inschakelduur verlengd, waardoor vóór het ontstekingstijdstip de gewenste primaire stroom bereikt is. Bij motoren die zeer snel vanuit stationair toerental met een hoog toerental draaien, zullen de ontstekingen steeds sneller na elkaar plaatshebben. De door het systeem berekende contacttijd kan niet meer gehandhaafd worden. Om ook onder deze omstandigheden een correcte contacthoek te garanderen, grijpt de acceleratiecorrectie in.
Ter aanpassing aan verschillende brandstofkwaliteiten (octaangetal) kan de Motronic van diverse ontstekingskenvelden worden voorzien. Deze kunnen overeenkomstig de getankte brandstofsoort met een gecodeerde steker worden geactiveerd.
Net als een als afzonderlijk systeem werkende kenveldontsteking kan ook de Motronic met één of meer pingelsensoren worden uitgerust. Dit op piëzo-elektrische basis werkend element reageert op geluidstrillingen in het motorblok. De storingselektronica kan de bij detonerende verbranding ontstane karakteristieke drukvariaties identificeren en op grond van de ontstekingsvolgorde de desbetreffende cilinder herkennen. Om schade aan het drijfwerk door ontoereikende brandstofkwaliteit te voorkomen, wordt bij de verdachte cilinder de ontsteekhoek iets verkort, waardoor de ontsteking iets verlaat wordt. Deze correctie is in de zin van een adaptieve aanpassing in een apart kenveld opgenomen.
Iedere keer dat de motor wordt gestart, bestaat theoretisch de mogelijkheid dat inmiddels weer brandstof van goede kwaliteit is bijgetankt. De detonatieregeling moet dus aan de hand van een algoritmische reeks van tijd tot tijd door proefondervindelijk vervroegen van het ontstekingstijdstip nagaan of er nog detonatiegevaar bestaat. Onder bepaalde omstandigheden merkt men dit aan

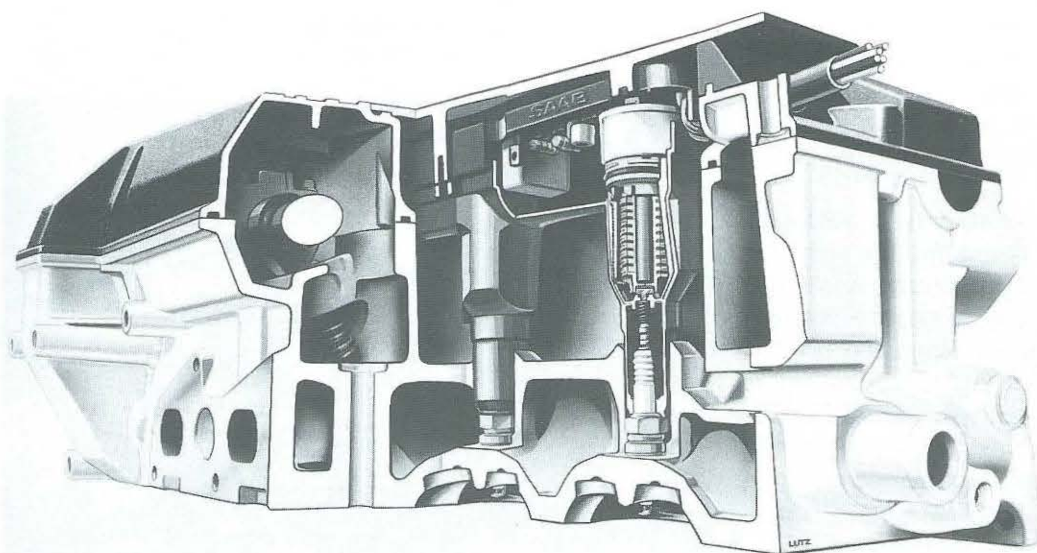
Afb. 11.35. De verschillende ontstekingskenvelden voor Superplus loodvrij (boven) en Euro loodvrij (95 RON) kunnen worden geprogrammeerd. In het onderste belastingsgebied zijn de beide kenvelden praktisch identiek. Bij een hogere belasting kan met Superplus loodvrij met een grotere voorontsteking gereden worden.



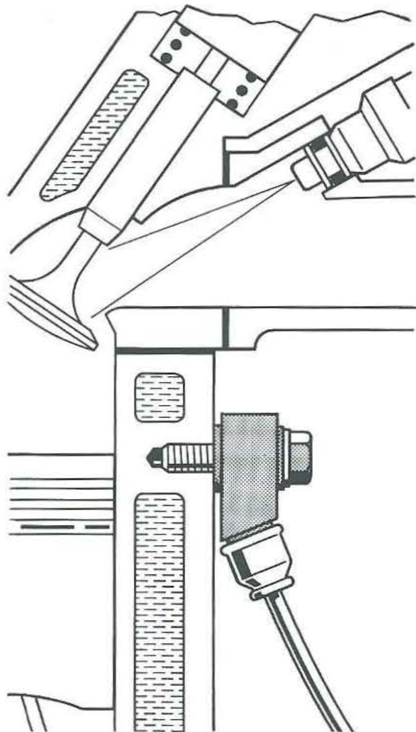


Afb. 11.36. Ontstekingsverdeling met twee dubbele bobines bij de BMW 318iS

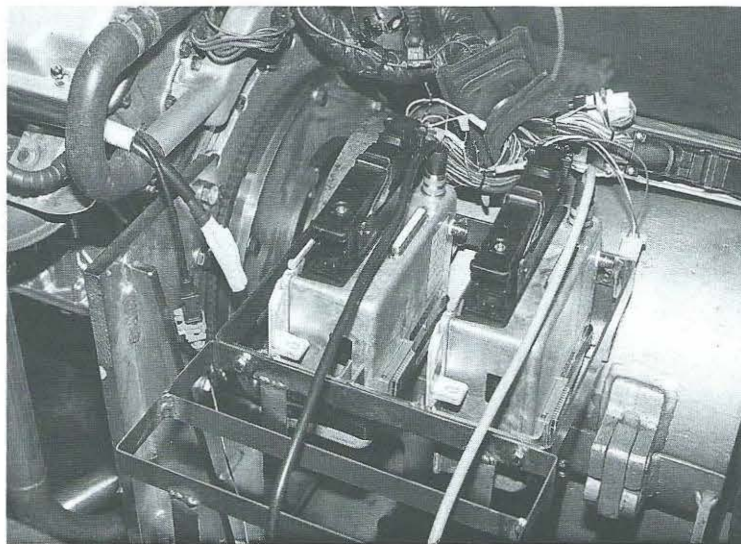
een even rauwer lopende motor. Getunede motoren profiteren van een dergelijke adaptieve detonatieregeling, in die zin, dat soms wijzigingen aan het ontstekingssysteem achterwege kunnen blijven. Zijn deze echter wel noodzakelijk, dan is een omvangrijke en diepgaande kennis van elektronica een vereiste.
De Motronic werkt vaak met slechts één bobine en een hoogspanningsverdeler; dus in principe gelijk aan de bobine-ontsteking. Een fase verder is dat iedere bougie over een eigen kleine direct aangesloten bobine beschikt. Een voorbeeld hiervan treft men aan bij de nieuwere BMW-motoren. Dergelijke ontstekingssystemen vereisen weliswaar een dubbel aantal ontstekingscomponenten vergeleken bij de tot nu toe beschreven systemen, maar de bedrading is verregaand ongevoelig voor vocht. Daarbij komt dat erg weinig tot geen storingen zullen optreden die ongelijkmatige vonkvorming tot gevolg hebben, hetgeen schadelijk is voor de katalysator. Dit komt met name door de metalen afscherming van bougiekap plus bobine.
Behalve de integratie van ontsteking werd bij de Motronic ook nog een verbetering aan de zijde van de inspuiting doorgevoerd. Zo kregen de systemen vanaf 1986 (ML1.1 tot 3.2, alsmede de ML4.1) een geïntegreerde zelfdiagnose met foutopslag om in geval van een defect het storingzoeken te vereenvoudigen. Een belangrijke ontwikkeling is de sequentiële inspuiting waarmee de systemen M2.3 tot M3.3 zijn uitgerust.



Afb. 11.37. Directe ontsteking van Saab met bobines op de bougies



Afb. 11.38. Pingelsensoren (detonatiesensoren) worden meestal boven in het blok gemonteerd



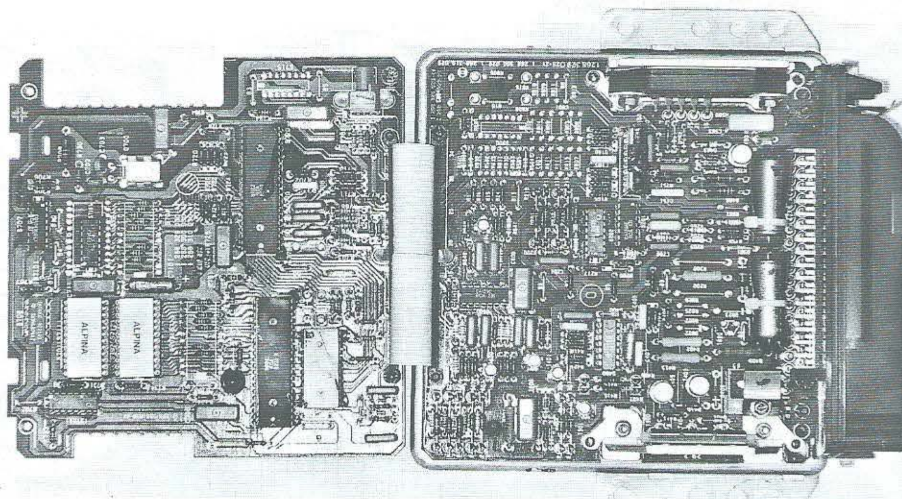
Afb. 11.39. Voor de beheersing van het motorvermogen heeft de BMW-twaalfcilinder een extra regeleenheid; hier in een testopstelling

Bij sequentiële inspuiting geschiedt de bekrachtiging van de inspuitventielen individueel per cilinder. Hiermee vervalt de wachttijd van de brandstof voor de inspuitventielen.
De Motronic is er ook op ingericht tot het aansluiten c.q. regelen van talloze extra voorzieningen. Zo kan zonder veel moeite in plaats van de stationairregeling een start/stop-automaat worden gemonteerd. Ook zaken zoals cilinderuitschakeling of de regeling van de tankontluchting van voertuigen voor de Amerikaanse of Japanse markt kunnen door de Motronic naar behoefte worden bewerkstelligd.
Voor getunede auto's is het echter van meer belang dat de Motronic de mogelijkheid biedt met behulp van de detonatieregeling een gecombineerde beïnvloeding van ontstekingstijdstip en vuldruk bij turbomotoren te realiseren. Treedt er detonatie op, dan wordt onmiddellijk de ontsteking naar 'laat' versteld en parallel hiermee zal de vuldruk afnemen. Het gevolg is dan dat automatisch het optimale vroege ontstekingstijdstip weer gekozen wordt.
In samenhang met een automatische transmissie kan de Motronic ervoor zorgen dat door een kortstondig verlaten van het ontstekingstijdstip het aandrijfmoment bij het opschakelen gereduceerd wordt. Dit heeft een vermindering van schakeldrukken tot gevolg alsmede een langere levensduur van de rembanden in de automaat.
Een vaak in de Motronic verwerkte functie is het elektronisch gaspedaal, dat men bij auto's met een hoog prestatieniveau - hoe vervelend dan ook - steeds vaker aantreft. In plaats van de gaskabel is er een elektrische verbinding die de positie van de potentiometer verbonden met het gaspedaal aan de Motronic overseint. De Motronic berekent hieruit de vereiste gaskleppositie in relatie tot de motortemperatuur en andere parameters. Een externe regeleenheid verzorgt, via een stappenmotor, het openen van de gasklep.
Bij verschillende auto's (bij voorbeeld de BMW 750i) is de totale elektronica ten behoeve van de motorregeling ondergebracht in een EML-regeleenheid. Behalve de al eerdervermelde functies, verzorgt deze regeleenheid ook de snelheidsregeling bij geactiveerde Tempomaat. In deze samenhang is het belangrijk te weten dat zij ook het maximumtoerental en de topsnelheid begrenst.
Beide limieten kunnen door ingrepen in de regeleenheid gewijzigd of buiten werking gesteld worden. Ook het vervalsen van de ingangssignalen, bij voorbeeld met behulp van een frequentiedelerschakeling, leidt tot een verschuiving van de limiet. Apparatuur hiervoor, met voor ongeveer 50 gulden/1200 franc aan onderdelen, wordt voor bedragen met vier cijfers in de handel gebracht. In

Duitsland zal door dergelijke ingrepen de typegoedkeuring vervallen.

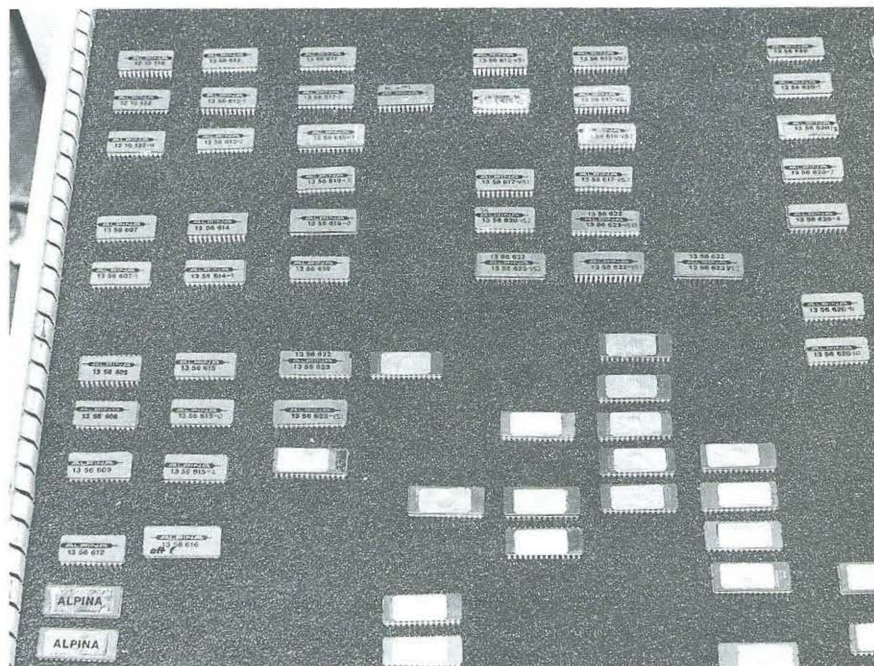
11.16 Chip-tuning

Een dergelijke handel doet zich ook voor met betrekking tot gewijzigde chips. Dit alles met de belofte dat door het eenvoudigweg omwisselen van een of meer schakelingen in de regeleenheid een aanzienlijke vermogenswinst wordt verkregen. Als men nagaat welke signalen de motor nodig heeft, zal het duidelijk zijn dat een vermogenstoename toch aan een aantal beperkingen onderhevig is. De ten behoeve van de serieproduktie verwerkte compromissen tussen een gunstig brandstofverbruik, schone uitlaatgassen, goed rijkarakter (driveability), betrouwbaar functioneren bij extreme temperaturen en op grote hoogten zijn allemaal ten koste gegaan van het vermogen. De principiële maatregelen komen neer op een verrijking van het mengsel en een vervroeging van het ontstekingstijdstip. Als gevolg hiervan stijgt niet alleen het vermogen, maar ook het brandstofverbruik. Een ander nadeel is bovendien dat door de verrijking de lambda-regeling buiten werking wordt gesteld en daarmee ook de katalytische uitlaatgasreiniging nadelig wordt beïnvloed. Hier kunnen keuringsinstanties opmerkingen over plaatsen.
De op vroeg gestelde ontsteking reduceert de afstand tot de detonatiegrens, wat bij heet weer, verdachte brandstofkwaliteit of andere ongunstige bedrijfsomstandigheden tot motorschade kan



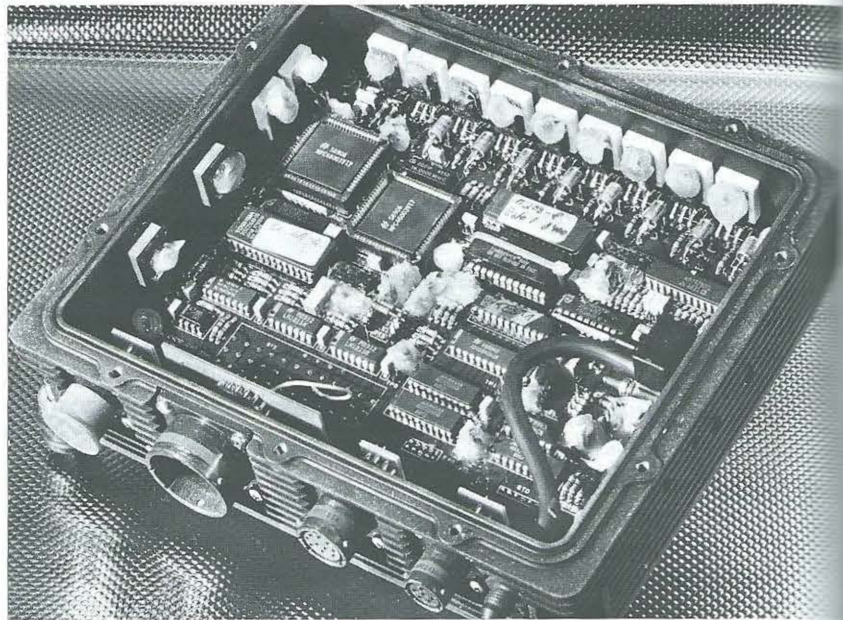
Afb. 11.40. Motronic-regeleenheid voor de Alpina-B7-turbomotor met twee hergeprogrammeerde EPROMs (links met het opschrift ALPINA)

leiden. Bij systemen met detonatieregeling dreigt dit gevaar niet, vooropgesteld dat hiervan de werking behouden blijft.
Een zinvol effect kan een vervroegd ontstekingstijdstip dan pas hebben, als gelijktijdig wordt overgegaan van Euro loodvrij (95 RON) op Superplus loodvrij (98 RON). De nu verkregen reserve met betrekking tot de detonatiegrens kan door vervroeging van het ontstekingstijdstip in een hoger vermogen worden omgezet. Dit laat onverlet dat reserves met betrekking tot de klopvastheid zinvoller én effectiever door verhoging van de compressieverhouding gebruikt kunnen worden.
Echt succesvol kan chip-tuning bij turbomotoren zijn, als ook de vuldruk wordt verhoogd. Bepaalde chips leveren dan een extra vermogen van meer dan 40 procent. Dan geldt dan voor auto's zoals de Audi 200 Turbo en de Fiat Croma Turbo; bij de Ford Sierra Cosworth en Mazda 323 4x4 Turbo kan op ongeveer 30 procent vermogensstijging worden gerekend. Aan deze modificaties is overigens wel een aanzienlijke verkorting van de levensduur van de motor verbonden.
Als geïntegreerd onderdeel bij een conventionele tuning is aangepaste regelelektronica niet alleen zinvol, maar in veel gevallen kan men er niet omheen. Gelet op keuringseisen voor wat met name de uitlaatgassen betreft, komen voor dergelijke wijzigingen alleen nog professionele tuning-bedrijven in aanmerking. Zo moet



Afb. 11.41. EPROMs voor verschillende motoren bij Alpina

Afb. 11.42. De uitwisselbare chips hebben een handgeschreven etiket. Regeleenheid voor de BMW M3-wedstrijdwagen (evolutie-uitvoering)

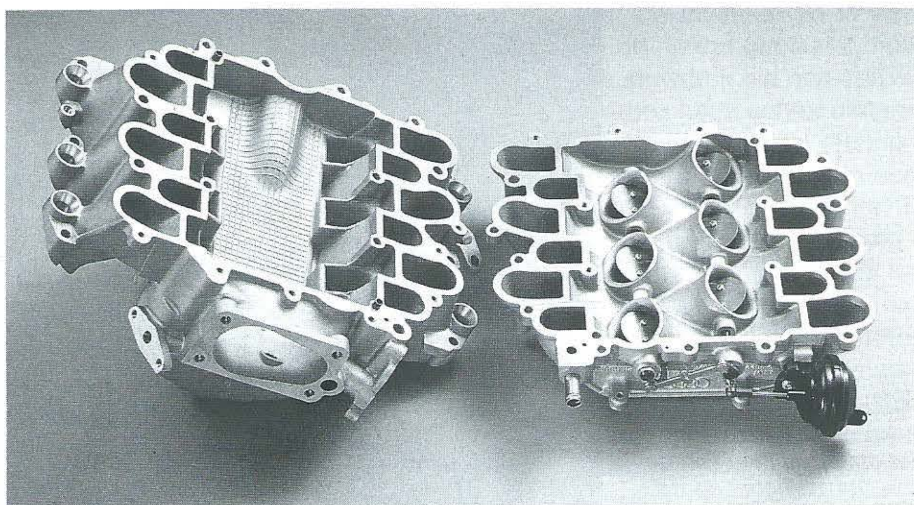


de EPROM-chip worden uitgebouwd. EPROM staat voor Erasable Programmable Read Only Memory. Via een interface kan de inhoud met een normale PC worden uitgelezen. Het is overigens zeer moeilijk om vast te stellen, waar de gegevens voor inspuiting en ontsteking zijn opgeslagen. Veel fabrikanten coderen de gegevens om manipulatie te voorkomen. Voor het testen van nieuwe gegevens op de motorproefstand of de rollenbank wordt een draagbare PC aanbevolen waarop een speciaal programma draait dat de ontbrekende EPROM-gegevens simuleert. Pas als alle veranderingen zinvol zijn gebleken, wordt de chip waarin de gegevens zijn opgeslagen, met ultraviolet licht geneutraliseerd, opnieuw geprogrammeerd en weer in de regeleenheid gemonteerd.

12 De invloed van de vorm van het inlaatspruitstuk

12.1 Inleiding

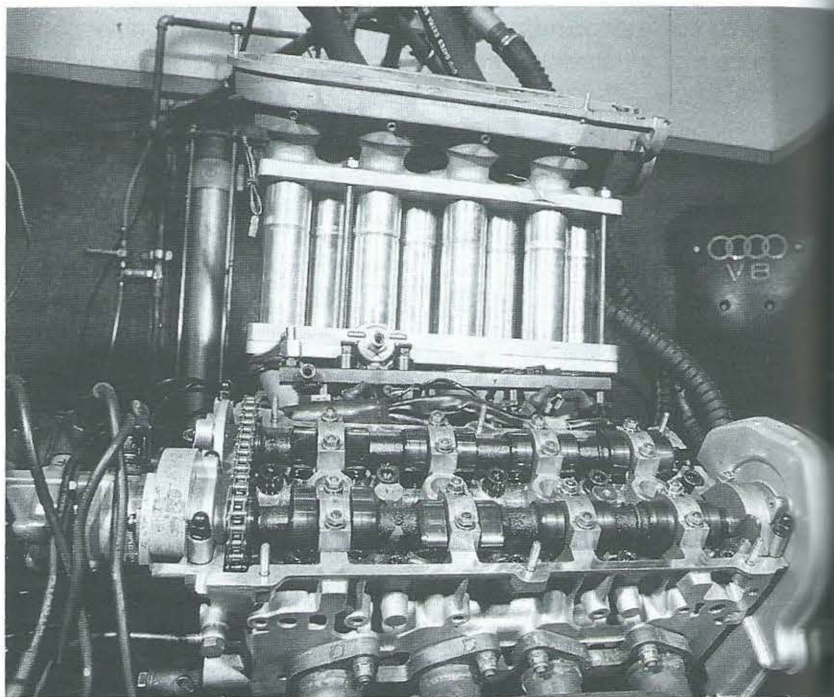
Dat het inlaatspruitstuk een wezenlijke invloed op de vermogens- en koppelkarakteristiek heeft, hebben we al elders opgemerkt. De juiste dimensionering en afstemming ervan hebben een veel grotere invloed op de effectieve vulling dan bij voorbeeld het uitlaatspruitstuk. Daarbij wordt er natuurlijk van uitgegaan dat het inlaatspruitstuk (of het tegenwoordig toegepaste complexe inlaat-systeem) van binnen een voldoende glad oppervlak heeft en dat de flenzen, in het bijzonder de verbinding met de cilinderkop, zonder stootranden of voegen (naden) zijn aangepast.



Afb. 12.1. Moderne aanzuigsystemen zijn vaak gecompliceerde omvangrijke objecten. De foto toont de tweedelige gegoten inlaat van de Audi V6-motor met gaskleppen en variabele buislengten.

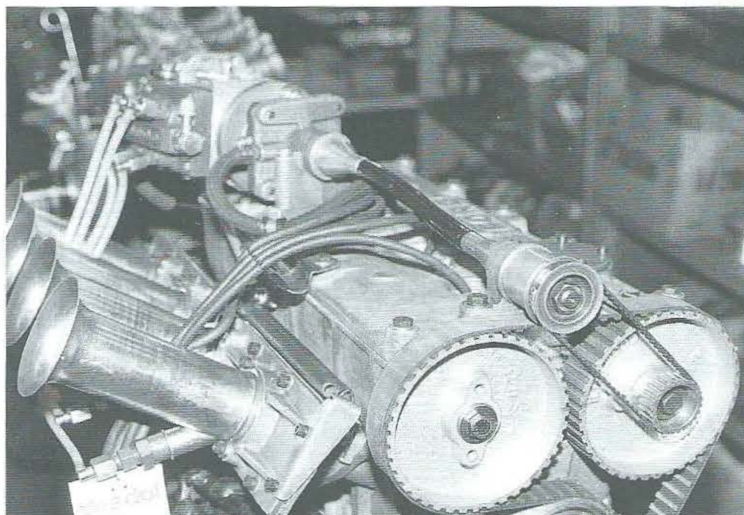
12.2 Het gebruiken van de gasdynamica

De weerstand in de buizen of de eventuele wrijving van de doorstromende lucht langs de wanden is echter een ondergeschikt, maar ook weer niet geheel te verwaarlozen aspect van hetgeen zich in het inlaatgedeelte afspeelt. Voor een optimale vulling is het veel belangrijker om de gasdynamica in het inlaatgedeelte, ter verhoging van het rendement, te verbeteren. Te meer omdat de stroom aan vers mengsel steeds wordt onderbroken door het openen en sluiten van de inlaatklep. Daardoor komt deze stroom in trilling. Dit trillingsproces - resonantie genoemd - kan worden gebruikt om de cilindervulling te verbeteren. Bij motoren met meer cilinders wordt deze gasdynamiek ook nog door iedere cilinder die verbonden is met het inlaatsysteem, beïnvloed. Hieruit kan worden geconcludeerd dat vormgeving en afstemming van het aanzuiggedeelte ook nog afhankelijk zijn van het aantal cilinders. Zonder overdrijving kunnen we stellen dat een optimalisering des te moeilijker is - onder meer vanwege het ruimteprobleem - naarmate het aantal cilinders groter is.
Het ontwerp van optimale inlaatsystemen is daarom vaak het resultaat van gecompliceerde resonantietechnische berekeningen aangevuld met uitgebreid testwerk. Bij wedstrijdmotoren ziet



Afb. 12.2. Behalve de berekening is de afstemming en optimalisering van de inlaatbuislengten op de proefstand onontbeerlijk. Op de foto de Audi V8, waarvan de buislengten variabel zijn.

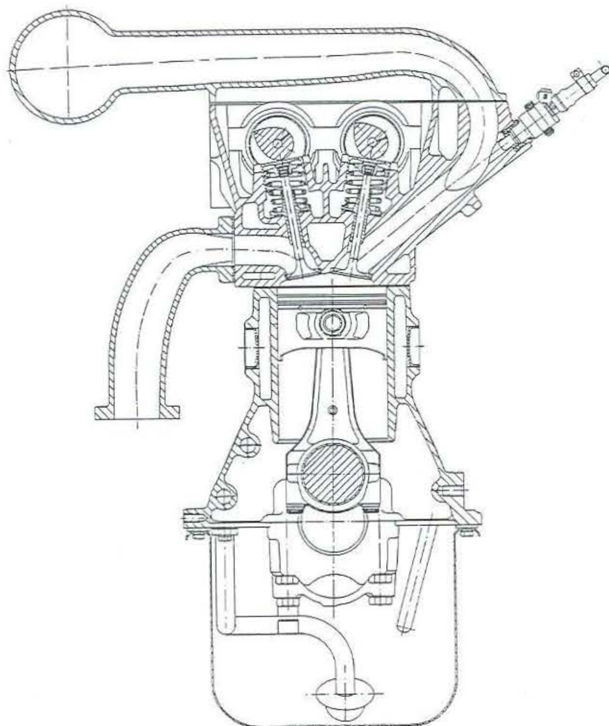
Afb. 12.3. De mees motoren worden ne kele cilinders afges De korte resonantie van deze Escort BL tor duiden op een a ming voor hoog ve

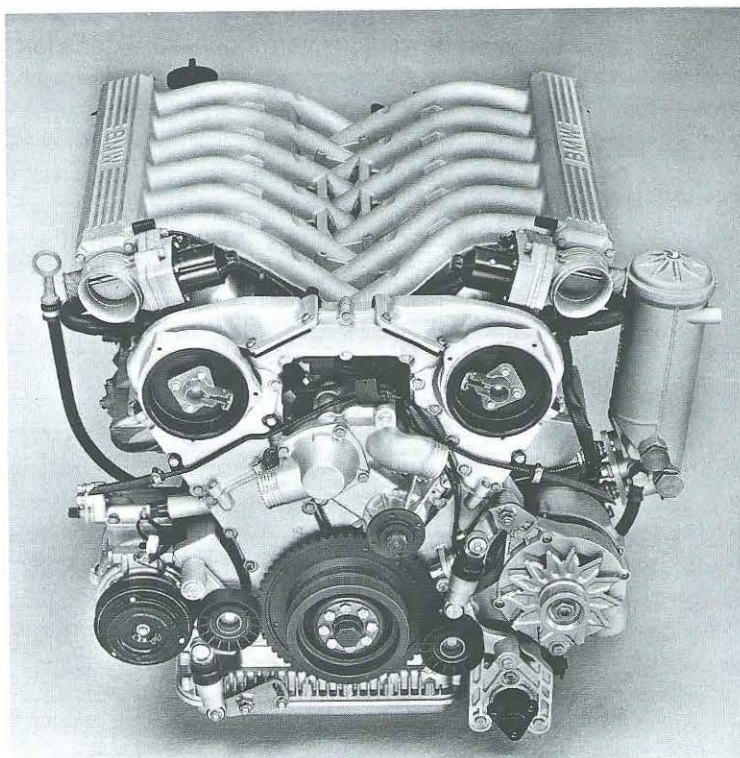


Afb. 12.3. De meeste racemotoren worden net als enkele cilinders afgestemd. De korte resonantiebuizen van deze Escort BDA-motor duiden op een afstemming voor hoog vermogen.

men - uitzonderingen daargelaten - over het algemeen af van de factor onderlinge beïnvloeding van cilinders en ontwerpt men het inlaatgedeelte alsof men met afzonderlijke cilinders te doen heeft. In de praktijk komt dit erop neer dat de met betrekking tot de gewenste vermogenskarakteristiek gevonden inlaatbuislengte enerzijds eindigt aan de cilinderkop en anderzijds in een inlaatkelk. Ook wordt wel een groot luchtfilter toegepast waarvan men zeker is dat deze de resonantie voor de verschillende cilinders niet zal beïnvloeden. In veel gevallen eindigen de inlaatkelken in een airbox. De opening hiervan is direct in de rijwind geplaatst, hetgeen bij hogere snelheden leidt tot een stuwdruk die een verbetering van de vulling te zien geeft. De airbox heeft echter niets te maken met de gasdynamica. Bij personenautomotoren monden de inlaatbuizen van de afzonderlijke cilinders meestal uit in een gemeenschappelijke luchtverzamelbak die veelal ook een luchtfilter bevat en samen met het gasklephuis en - indien aanwezig - de luchtmassameter het inlaatsysteem vormt. Natuurlijk volgt de lucht de omgekeerde weg. Afhankelijk van het aantal cilinders dat met de luchtinlaatbuis is verbonden, zijn op grond van overlappende gasresonanties aanzienlijke drukverschillen te constateren. Dit heeft in principe bij verschillende motortypen ook verschillende koppelkarakteristieken tot gevolg. Driecilindermotoren komen bij voorbeeld al snel aan het maximumkoppel dat bij een verder stijgend toerental weer sterk afneemt. De cilindervulling is dus in het onderste toerentalbereik zeer goed, maar bovenin zeer slecht. Viercilindermotoren kennen een veel breder koppelverloop. Het koppel neemt al vroeg sterk toe, maar bereikt na een

Afb. 12.4. Bij deze relatief grote Opel-viercilinder-vierklepper (Manta 400 2.4E-4V) is duidelijk de lengte en het conische verloop van de aanzuigbuizen te zien



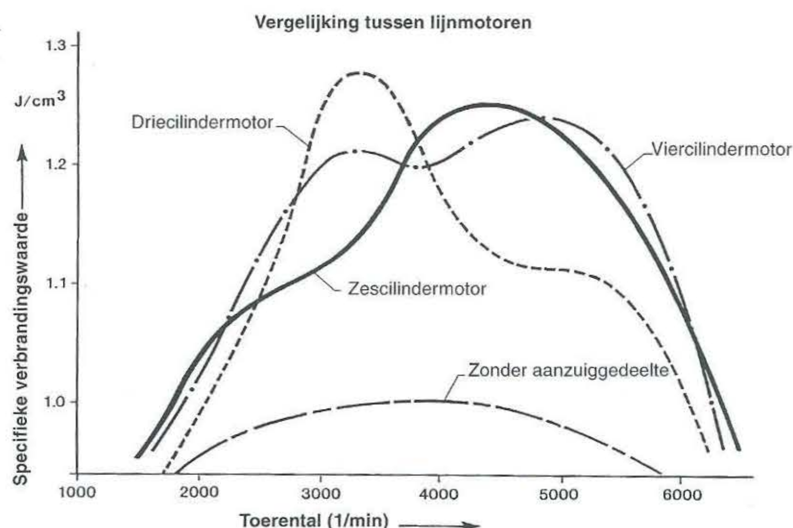


Afb. 12.5. Deze enigszins uitgeklede BMW-twaalfcilinder toont voor iedere cilinderbank een apart inlaatsysteem. De inlaatbuizen zijn tamelijk lang en monden uit in een luchtverzamelbak. Aan het einde c.q. aan het begin van de luchtverzamelbak zijn de elektrische gaskleppen gemonteerd (E-gas).

Afb. 12.6. Deze
toont de invloed
linderaantal op h
verloop van lijnm
Vanwege de verg
mogelijkheid zijn
fieke verbranding
den aangegeven
(vergelijkbaar me
middelde druk) w
het verloop overe
met dat van het k

12.3 De lengte

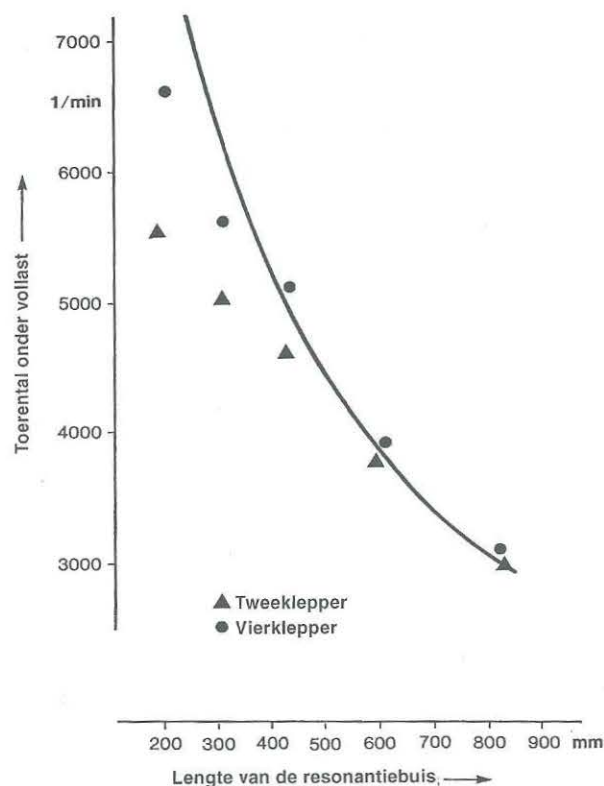
Afb. 12.6. Deze grafiek toont de invloed van het cilinderaantal op het koppelverloop van lijnmotoren. Vanwege de vergelijkingsmogelijkheid zijn de specifieke verbrandingswaarden aangegeven (vergelijkbaar met de gemiddelde druk) waarvan het verloop overeenkomt met dat van het koppel.



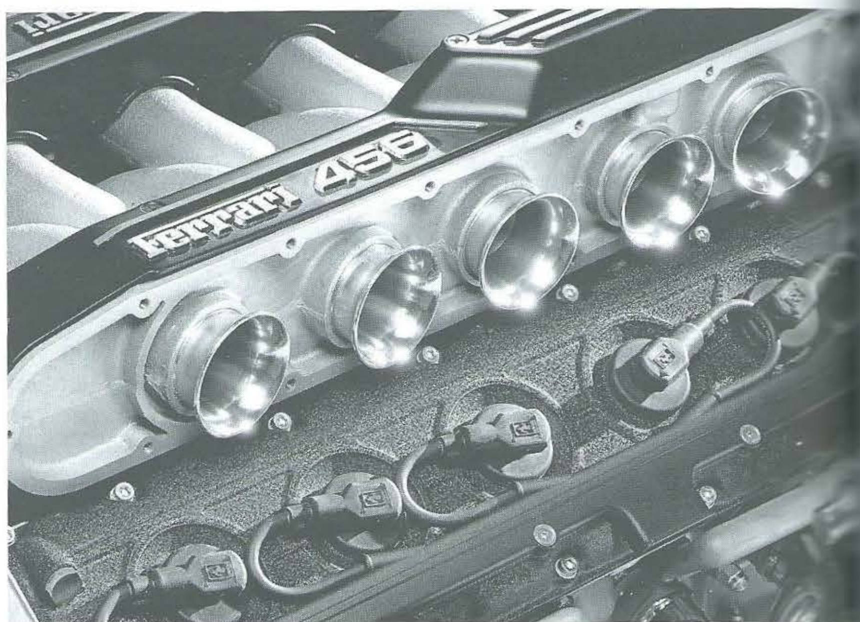
tweede knik in de curve pas bij een hoger toerental het maximum. De vulling en daarmee de effectiviteit van een goede gasdynamiek is over een breed toerentalbereik goed. Zescilindermotoren kennen daarentegen een licht stijgen van het koppel en bereiken pas bij een hoger toerental het maximum. Zonder aangepast inlaatsysteem is bij alle motoren een vlak en daardoor veel ongunstiger koppelverloop te verwachten. Acht- en twaalfcilindermotoren vertonen, bij een vergelijkbaar ontwerp, een karakteristiek zoals die bij twee viercilinder- of twee zescilindermotoren te verwachten valt.

12.3 De lengte is bepalend

Omdat het verloop en ook het maximumkoppel in eerste instantie het gevolg is van resonantie in het inlaatgedeelte, is het belangrijkste de dimensionering - en dan met name gericht op de effectieve lengte - van de inlaatbuizen. Als effectieve lengte, die voor de resonantie van de luchtkolom van belang is, wordt de maat aangemerkt van het begin bij de luchtverzamelbak tot de cilinderkop bij de inlaatklep. De diameter van de inlaatbuizen neemt daarbij geleidelijk af (conische vorm) en bevordert daarmee een toename in snelheid van de luchtstroom. De lengte en de diameter van de inlaatbuizen zijn afhankelijk van het volume van de afzonderlijke cilinders en de gewenste vermogenskarakteristiek. Daarbij geldt in principe dat hoe geringer het cilindervolume is, des te kleiner is het inlaatbuisvolume en daarmede dus ook de lengte en



Afb. 12.7. Hoe korter de inlaatbuislengte, des te hoger het toerental is waarbij het hoogste rendement wordt geleverd. Het maximumrendement komt ook overeen met een bepaalde positie van het koppel. Men ziet dat bij tweekleppers pas bij 5500 1/min het maximum wordt bereikt. Vierkleppers kunnen ook nog ver boven de 6000 1/min hun maximumkoppel bereiken.



Afb. 12.8. Overeenkomend met zijn ontwerp als hoge prestatiemotor heeft de Ferrari 456 twaalfcilinder korte aanzuigbuizen, waarvan de gepolijste inlaatkelken in de luchtverzamelbak uitmonden

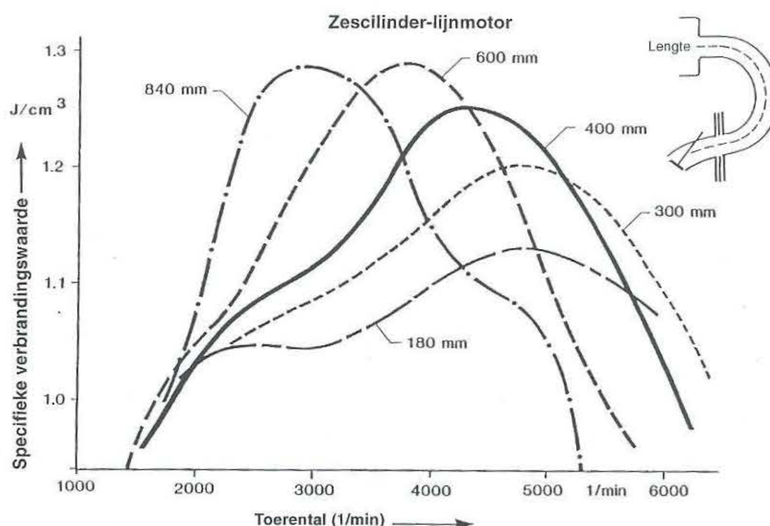
12.4 Variabel

*Afb. 12.9. Deze g
toont de invloed v
aanzuigbuislengt
verbrandingsdruk
delde druk), over
mend met het kop
loop van de
zescilinderlijnmot
(Opel). Lange aa
zen duiden op ee
koppel bij een laa
tal en een sterke
gensdaling bij ho
rentallen. Bij een
niet-variabele aan
lengte zou men e
middelde lengte (
400 mm) kiezen.*

de diameter. Zeer belangrijk voor de vermogens- en koppelkarakteristiek is echter de lengte van de inlaatbuis (resonantiebuis). In principe geldt hier dan dat korte buislengten maximale vulling en dus het beste rendement geven in het hogere toerentalbereik en dat lange inlaatbuizen bij lagere toeren voor een goede vulling en een hoog koppel zorgen. Wedstrijdmotoren die voor topvermogens zijn ontworpen, zullen dus meestal korte inlaatbuizen hebben. Motoren bestemd voor dagelijks gebruik, die ook vanuit een laag toerental goed moeten kunnen accelereren, hebben dus aanzienlijk langere inlaatbuizen nodig. De clou hiervan is dat langere inlaatbuizen weliswaar de vulling in het onderste toerentalbereik verbeteren, maar bij hogere toerentallen het koppel en het vermogen sterk reduceren. Bij inlaatbuizen waarvan de lengte niet gewijzigd kan worden, zijn er dus twee mogelijkheden: óf bij lagere toerentallen een goed koppel en weinig vermogen bovenin óf hoog vermogen bij hogere toerentallen en weinig fut in het onderste toerentalbereik.

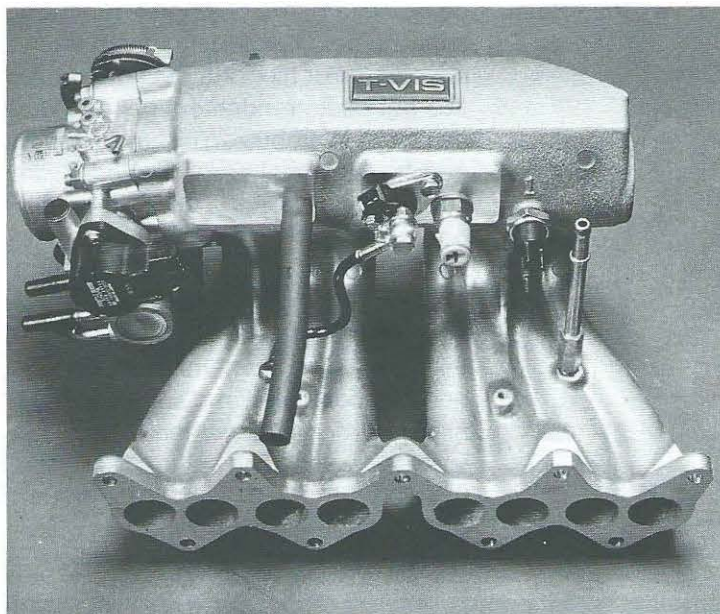
12.4 Variabele inlaatbuislengtes

Enkelvoudige niet-variabele inlaatbuizen zijn dus een compromis voor een relatief hoog koppel bij lage toerentallen en een hoog vermogen bij hoge toerentallen. In principe zou men over inlaatbuizen moeten beschikken die afhankelijk van het toerental van de motor een optimale lengte hebben. Net als bij een trombone zouden de buizen in elkaar moeten schuiven, waardoor de lengte



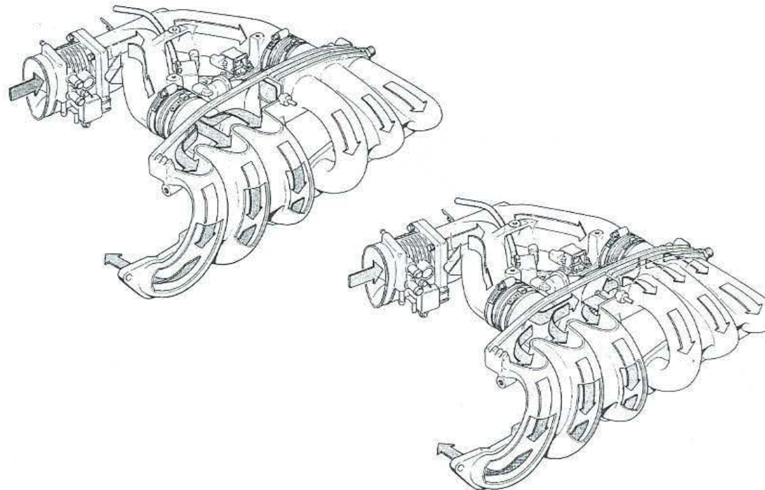
Afb. 12.9. Deze grafiek toont de invloed van de aanzuigbuislengte op de verbrandingsdruk (gemiddelde druk), overeenkomend met het koppelverloop van de zescilinderlijnmotor (Opel). Lange aanzuigbuizen duiden op een hoog koppel bij een laag toerental en een sterke vermogensdaling bij hogere toerentallen. Bij een vaste, niet-variabele aanzuigbuislengte zou men een gemiddelde lengte (circa 400 mm) kiezen.

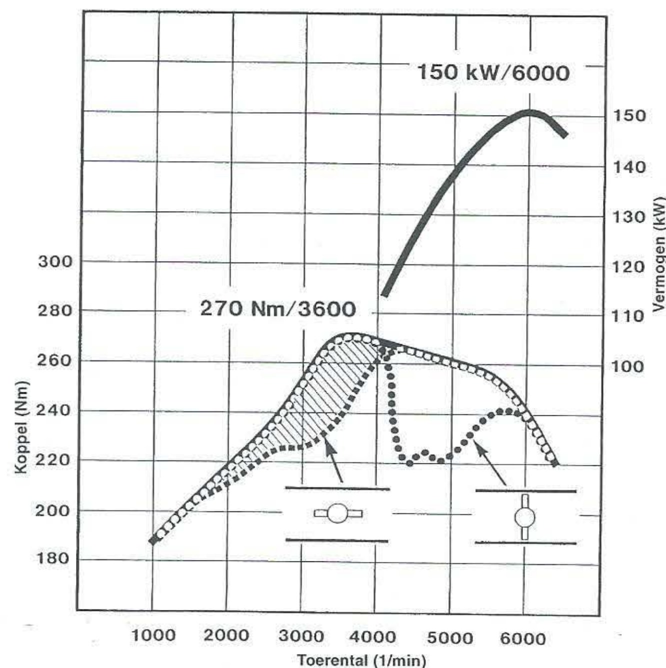
Afb. 12.10. Separate aanzuigbuizen gecombineerd met aparte inlaatkanalen maken het bij vierkleppers mogelijk bepaalde kanalen te sluiten. Bij het T-VIS (Toyota Variable Induction System) bevinden zich tussen de flens en de cilinderkop vier belastingsafhankelijke smoorkleppen, die tot ongeveer 4000 1/min gesloten blijven.



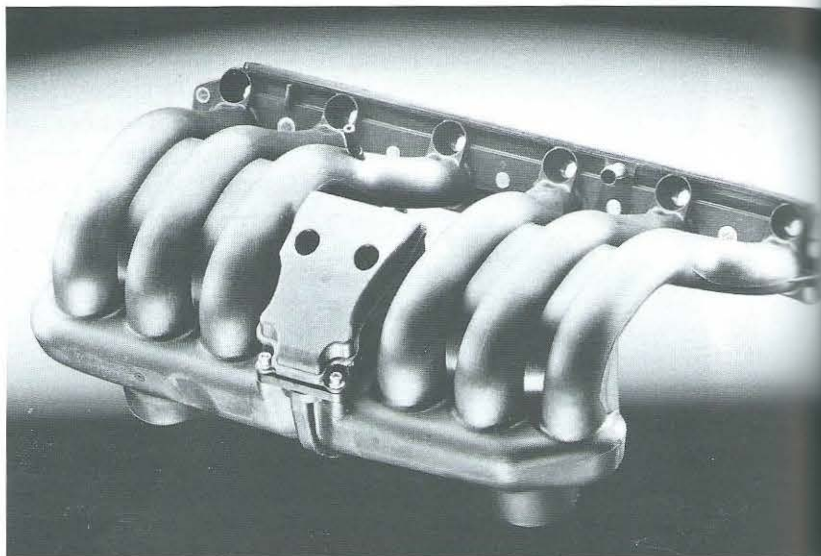
van de resonantiebuis traploos van luchtinlaat tot inlaatklep versteld zou kunnen worden.
Onder extreme bedrijfsomstandigheden van verbrandingsmotoren (temperatuur- en drukverschillen, trillingen) zijn zulke continu verstelbare inlaatsystemen moeilijk te realiseren, nog afgezien van de complexiteit met betrekking tot het verstelmechanisme en de levensduur ervan.
Wat van deze beschouwingen voor de praktijk overblijft, zijn variabele inlaatbuizen met twee standen met betrekking tot lengte en diameter. Welke vorm voor de inlaatbuis wordt gekozen, hangt af van het type motor en het aantal cilinders. Het cilinderaantal speelt in zoverre een belangrijke rol, dat zij de verschijningsvorm van de resonantie en de pulsatiesterkte in het inlaatsysteem bepaalt.
Viercilinder-lijnmotoren bieden de mogelijkheid eenvoudige inlaatbuizen te ontwerpen, die hun taak goed kunnen vervullen. Vier resonantiebuizen van gelijke lengte monden uit in een luchtverzamelbak, waarvan aan het einde de gasklep gemonteerd is. Zulke inlaatbuizen hebben weinig stromingsverliezen en zijn dus goed voor een hoog vermogen. De resonantiebuislengte en -diameter zijn dusdanig gekozen dat ook goede koppelwaarden worden gehaald.
Wil men het koppel in het onderste toerentalbereik verhogen, dan zal men de inlaatbuisdiameter moeten verkleinen of de resonantiebuis moeten verlengen. Een praktische oplossing is de reso-

nantiebuizen dubbel uit te voeren; zo mogelijk van de beide inlaatkleppen van een vierkleppencilinderkop tot de luchtverzamelbak. Alle acht resonantiebuizen monden hierin uit. Het systeem is pas effectief als in het onderste toerentalbereik vier van de totaal acht kanalen - dus één per cilinder - gesloten worden. In het bovenste toerentalbereik zijn alle kanalen geopend. Meerkleppenmotoren met twee inlaatkleppen lenen zich hier goed voor,



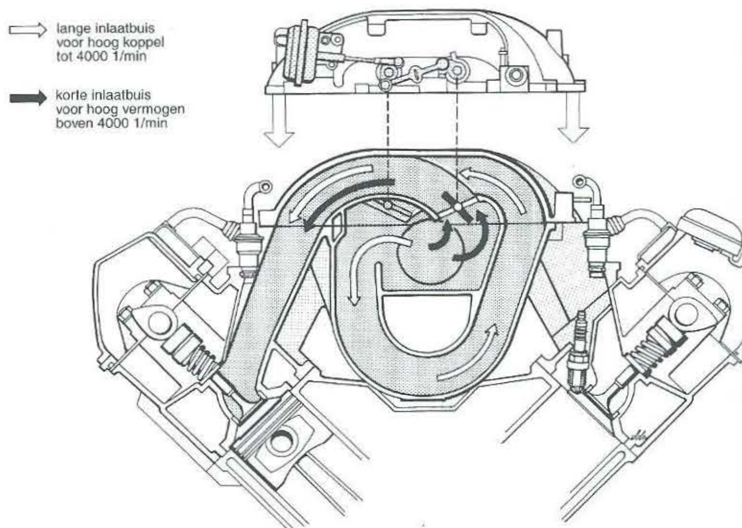


Afb. 12.11. Bij het Opel Dual Ram-systeem draait de motor in het onderste toerengebied (scheidingsklep gesloten) als een dubbele driecilinder (ieder drie resonantiebuizen met pulsatievulling). Boven de 4000 1/min wordt de scheidingsklep geopend (rechts). De motor loopt dan als een zescilinder-lijnmotor met relatief korte aanzuigbuizen. In het vermogens-en koppeldiagram wordt de invloed van deze maatregel op het koppelverloop duidelijk zichtbaar (onder).



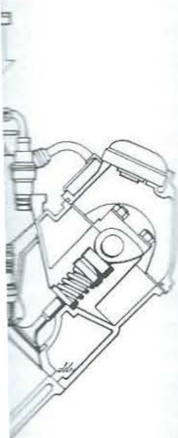
Afb. 12.12. De zescilinderlijnmotoren van de Mercedes 280 E en 320 E (vierkleppers) gebruiken eveneens resonantievulling ter verhoging van het koppel. Een klep deelt de luchtverzamelbak in het onderste toerengebied in twee delen.

omdat zij gerekend van de klepkop al over twee kanalen beschikken. Een optimale oplossing is ook dan pas mogelijk als de kanalen vanaf de kleppen tot de luchtverzamelbak gescheiden lopen en het afsluiten van een kanaal door een klep kan geschieden. Men heeft hiervoor dan ook twee inspuitventielen per cilinder nodig die naar behoefte in- of uitgeschakeld kunnen worden. Een andere, door Toyota toegepaste vorm, toont vier kleine smoorkleppen die net voor de inlaatkleppen zijn gemonteerd en zo de schakelfunctie voor het inlaatsysteem vervullen. Om een inspuitventiel per cilinder te kunnen toepassen, is de wand tussen de



Afb. 12.13. De variabele aanzuigbuis van de Audi V6 werkt met verschillende lengten en doorsneden. Bij gesloten kleppen is de lange inlaatbuis (koppel) met een lengte van 780 mm en een doorsnedeoppervlak van circa 800 mm² werkzaam en zorgt voor een hoog koppel in het onderste toerengebied. Bij 4000 1/min worden de kleppen geopend. Nu garandeert de korte inlaatbuis (380 mm lang, doorsnedeoppervlak circa 1200 mm²) een hoog maximumvermogen. Belangrijk is dat het omschakelpunt daar plaats heeft waar de beide curven elkaar snijden. Anders verkrijgt men een sprong, die zich tijdens het rijden als een schok openbaart.



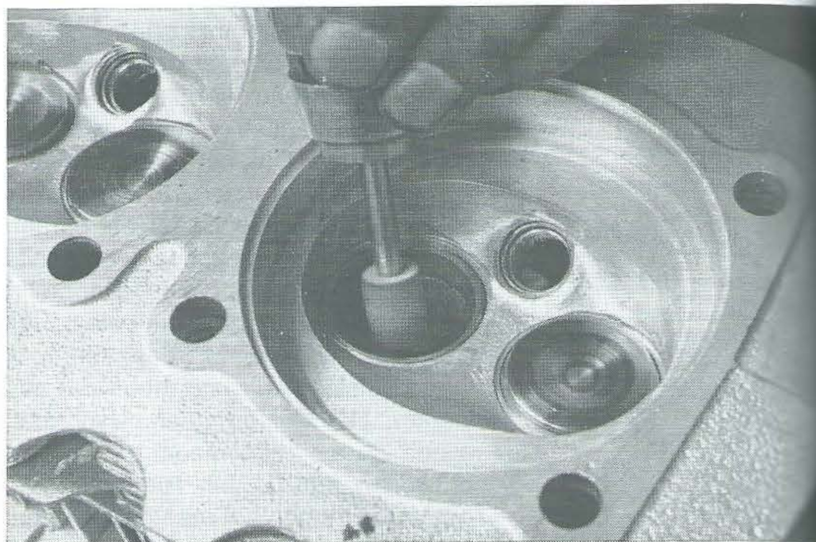


beide kanalen over een korte lengte weggehaald. Op deze plaats bevindt zich het inspuitventiel dat beide kanalen van een cilinder van brandstof kan voorzien.
Een andere situatie doet zich voor bij zescilindermotoren. Zou de inlaatbuis uitgevoerd worden zoals bij een viercilindermotor, dan monden alle zes resonantiebuizen in een luchtverzamelbak; dit is dan wel gunstig voor een hoog vermogen, maar minder voor het koppel. Een goed koppel kan men bereiken als de bij het sluiten van de inlaatkleppen optredende drukgolven of pulsaties worden benut, teneinde een navuleffect bij andere cilinders te bereiken. Naarmate er meer cilinders (pulsaties) in een luchtverzamelbak uitmonden, des te geringer is het navuleffect, omdat de pulsaties elkaar in de luchtverzamelbak opheffen. Het systeem werkt optimaal bij een driecilindermotor, omdat een inlaatklep sluit op het moment dat een tweede gaat openen. Ditzelfde geldt ook voor de uitlaatzijde. Ook daar worden de juiste cilinders aangesloten op de juiste buislengten teneinde een verbetering van het rendement te bewerkstellen.
Bij de zescilinder-lijnmotor van de Opel Omega 3000 en Senator worden door het toepassen van een truc de werkzame resonanties van de driecilindermotor, met name ten behoeve van verhoging van het koppel, gebruikt. Door een aangepaste inlaatbuis met een afsluitklep wordt deze zescilindermotor in het onderste toerentalbereik in twee driecilindermotoren opgedeeld. Vanaf circa 4000 1/min wordt de afsluitklep geopend waardoor de resonantievorm zodanig verandert dat een hoger vermogen ontstaat. Afhankelijk van ontwerp en afstemming van het inlaatsysteem kan een nog verdere vermogenstoename bij zeer hoge toerentallen worden bereikt als vanaf circa 6000 1/min de klep weer wordt gesloten.
Bij de zescilindermotor - en daarbij speelt het geen rol of het een motor met twee of meer kleppen per cilinder betreft - kunnen, door het toepassen van een relatief eenvoudige variabele inlaatbuis, de luchtresonanties goed gebruikt worden met het oog op koppel en vermogen. Ook het probleem van het onderbrengen van die extra klep is te overzien. De klep wordt meestal door de onderdruk in het inlaatgedeelte via een membraandoos bediend. Een aan de motorelektronica gekoppelde magneetschakelaar zorgt ervoor dat de klep op tijd opent en sluit.
De dimensionering van dubbele of ook variabele inlaatsystemen kan goed berekend worden. Hieruit zal blijken dat men relatief lange buislengten nodig heeft om het systeem volledig te laten werken. Het monteren aan de motor c.q. in de motorruimte heeft alleen zin als het systeem met betrekking tot stroming optimaal ontworpen kan worden. Heeft men te veel bochten nodig, dan zal het topvermogen het meeste hieronder lijden.

13 Werkzaamheden aan de cilinderkop en aan de kleppen

13.1 Inleiding

Volgens een oude tuning-regel is een motor des te sneller naarmate er meer tijd, werk en ideeën aan de bewerking van de cilinderkop zijn besteed. Dit hoofdstuk is inderdaad belangrijk, omdat de basis voor een optimale vermogensverbetering nog altijd wordt gevormd door een goed-bewerkte cilinderkop. Bij de cilinderkop begint ook het eigenlijke tunen, omdat alle andere handelingen, afgezien van het monteren van meer of dubbele carburateurs in plaats van een enkelvoudige carburateur, zinloos zijn of in verhouding tot de inspanning te weinig rendement opleveren. De bewerkingen aan de cilinderkop, die het vermogen verbeteren zijn talrijk. Met het oog op een betere vulling kunnen de kanalen vergroot en gepolijst worden, de verbrandingsruimte worden aangepast, de compressie worden verhoogd en de klep-



Afb. 13.1. De belangrijkste bewerking aan de cilinderkop is het bewerken van de gaskanalen, hetgeen met frees- en slijpgereedschap snel en zonder veel moeite kan gebeuren

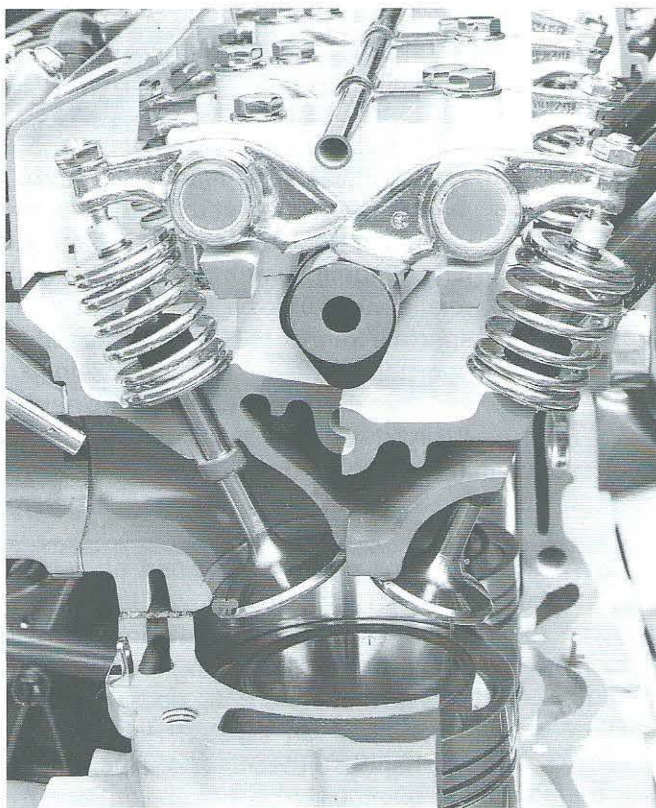
pen, die eveneens tot de cilinderkop behoren, kunnen een minutieuze bewerking ondergaan. We moeten hierbij niet vergeten, dat vaak alleen al een goede bewerking van de cilinderkop als enige tuning-maatregel een aanzienlijke vermogenswinst tot gevolg kan hebben. Daarom wordt dit vanwege de relatieve eenvoud door veel sleutelaars geprefereerd, waarbij ze dan afzien van overige maatregelen, zoals verbetering van het drijfwerk en het monteren van andere nokkenassen. Dit vergt ook meer ervaring en inspanning. Daarbij komt nog dat men de cilinderkop bij veel motoren relatief makkelijk en snel kan demonteren, zonder dat hiervoor speciale kennis of bijzonder gereedschap nodig is. Of het moet een momentsleutel zijn om de cilinderkopbouten aan te halen. Ook kan men een tweede cilinderkop aanschaffen - hetzij nieuw, hetzij gebruikt - en deze in alle rust prepareren. De auto kan dan gewoon in bedrijf blijven.



13.2 Kanalen bewerken

De in- en uitlaatkanalen kan men niet vergroten met een vijl en schuurpapier. Als belangrijkste gereedschap heeft men een flexibele as met aandrijving nodig of een persluchtslijper met bijbehorende frees- en slijpstenen. In geval van nood kan men zich met een handboormachine behelpen; de toegankelijkheid tot de kanalen is moeilijk en bovendien is het toerental van de meeste boormachines te laag. Professionele motor-tuners gebruiken meestal zeer snel draaiende persluchtaangedreven slijpers en frezen, die dus snel werken mogelijk maken.
De bewerking wordt aanzienlijk eenvoudiger als de cilinderkop uit lichtmetaal bestaat, zoals dat bij de meeste motoren het geval is. Cilinderkoppen van gietijzer vergen meer geduld.
De constructie van de cilinderkop is van belang voor de toegankelijkheid van de kanalen. Bij moderne motoren met een hoog vermogen (in principe dus met vier kleppen per cilinder) zijn met het oog op het verkrijgen van zoveel mogelijk vermogen of ten behoeve van een latere vermogensverbetering in de serieproduktie, de cilinderkoppen zodanig ontworpen, dat de in- en uitlaatkanalen zich niet aan dezelfde zijde bevinden. Iedere cilinder heeft bovendien een eigen in- en uitlaatkanaal. Deze configuratie - crossflow genoemd - levert bij seriemotoren al een goede vulling. De kanalen kunnen bovendien kort worden gehouden en zodanig worden ontworpen dat een gunstige stroming ontstaat, hetgeen verdere bewerking ook eenvoudiger maakt. Gunstig voor de vulling is dat de inlaatkanalen niet door ernaast liggende uitlaatkanalen worden verhit.

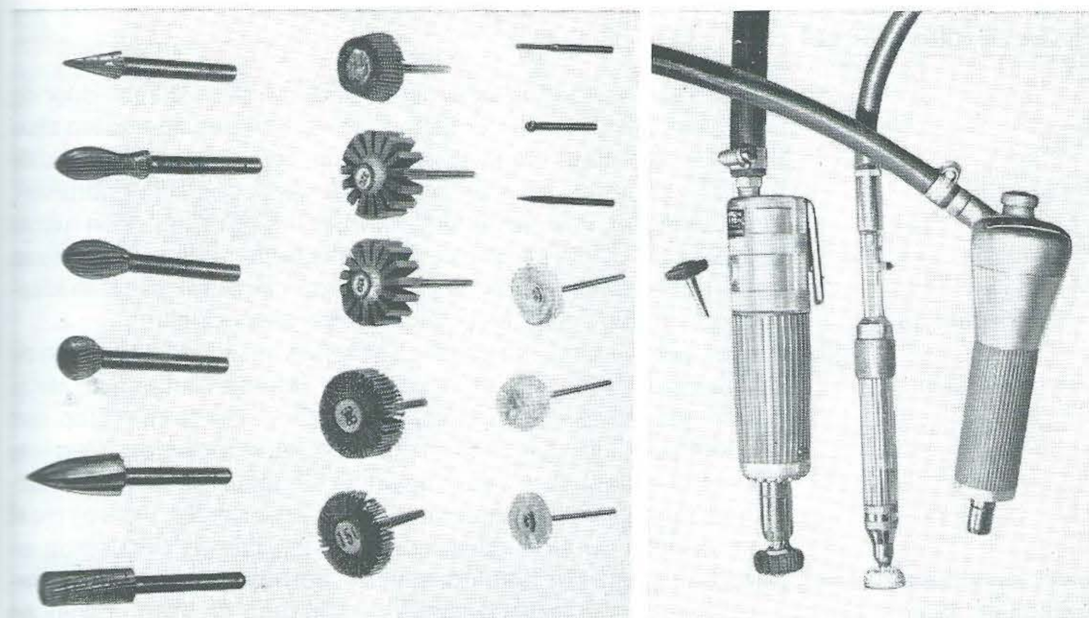
Afb. 13.2. In- en uitlaatkanalen zijn bij deze Mercedes-motor (M 102) tegenover elkaar geplaatst (cross-flow). Wanddikte en klepgeleiders zijn hierbij goed te herkennen en kunnen praktisch niet meer bewerkt worden.



Bij andere constructies, waarbij uitlaat en inlaat wel aan dezelfde zijde liggen (bij voorbeeld de VW Golf GTI met twee kleppen per cilinder), is de bewerking moeilijker, maar in verhouding kan ook hier een goed resultaat worden behaald.
Bij viercilinder-lijnmotoren ziet men aan de aansluitzijde vaak twee inlaten die zich in de kop splitsen tot vier inlaatkanalen (bij voorbeeld de oudere Opel Kadett, Mini-Cooper). Dit wordt als 'siamese inlaat' aangeduid. Aan de uitlaatzijde lopen de twee buitenste kanalen gescheiden en de middelste worden veelal samengevoegd.
In theorie zullen motoren met gescheiden in- en uitlaatkanalen, die ook aan tegenovergestelde zijden zijn geplaatst, de meeste vermogenswinst opleveren. Het vermogen 'af fabriek' is echter meestal ook al hoger, zodat de procentuele vermogenswinst nauwelijks hoger is dan bij motoren met een minder gunstige cilinderkopconstructie.
Bij motoren die van huis uit al goed ontworpen kanalen hebben (met het oog op stroming), zonder storende hoeken en kanten, valt voor de tuner weinig meer te halen. Bij minder zorgvuldig

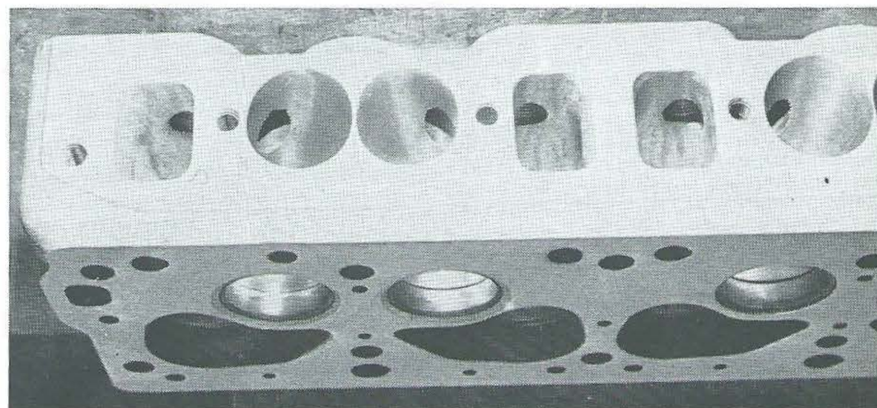


*Afb. 13.4. In- en u
nalen van deze o
cedes-cilinderkop
aan dezelfde zijd
plaatst. De inlaatk
zijn fijn bewerkt, c
laatkanalen grof.*



Afb. 13.3. Een serie van frees-, slijp- en polijstgereedschap (linker foto); op de rechter foto ziet men persluchtslijpers, buigzame assen, een elektrische slijper en voor nood een handboormachine. Dit alles voor de nodige rotatie.

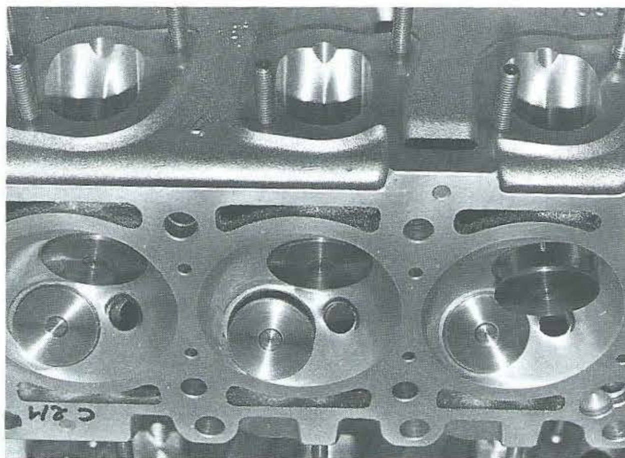
ontworpen en gefabriceerde cilinderkoppen van serieproduktiemotoren kan met een goede bewerking van kanalen een relatief groot resultaat worden behaald.



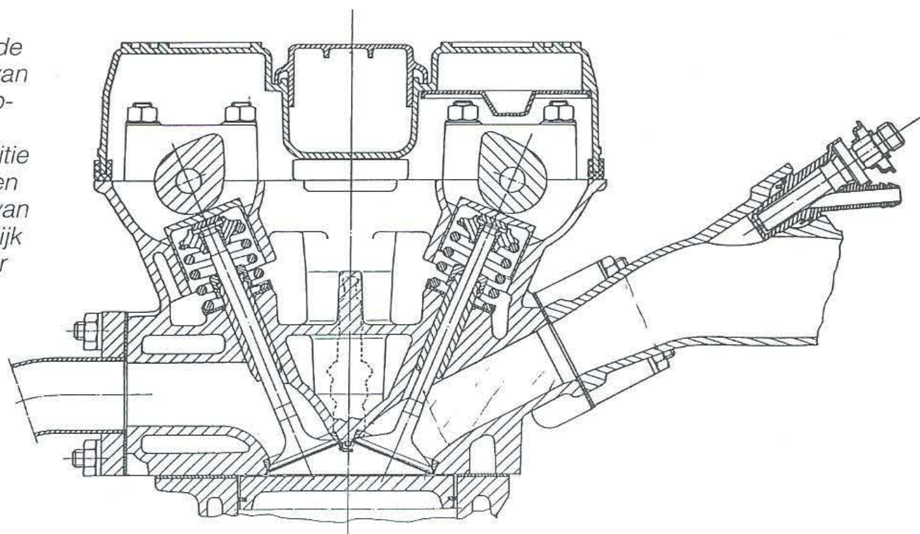
Afb. 13.4. In- en uitlaatkanalen van deze oude Mercedes-cilinderkop zijn aan dezelfde zijde geplaatst. De inlaatkanalen zijn fijn bewerkt, de uitlaatkanalen grof.

13.3 Het inlaatkanaal

De diameter van het inlaatkanaal wordt aan de ene zijde door de diameter van de klep (klepzittingdiameter) en aan de andere zijde door de diameter van de inlaatbuis respectievelijk carburateurflens bepaald. Als men de standaardkleppen blijft gebruiken, waartoe men in veel gevallen gedwongen is omdat er geen ruimte is voor grotere, zijn aan die zijde slechts geringe vergrotingen van het inlaatkanaal mogelijk. We komen op het bewerken van klepzittingen in een volgende paragraaf nog uitvoerig terug.
Aan de andere kant van de klepzitting kan het inlaatkanaal aan de enigszins verwijde klepzittingdiameter worden aangepast, tenzij grotere klepzittingen gemonteerd zijn. Ook dan dient hierop een soepele aansluiting - zonder storende kanten of gietresten - te worden gemaakt. Aan de zijde van de inlaatbuizen kan het inlaatkanaal meestal zonder problemen worden vergroot, waarbij moet worden gelet op storingsvrije overgangen tussen cilinderkop en inlaatbuizen en van inlaatbuizen naar carburateur. Als een nauwkeurige aansluiting niet mogelijk is, kan men de inlaatopeningen in de cilinderkop iets groter maken dan de inlaatbuisopening, om in ieder geval een stootrand te vermijden. In de meeste gevallen kan de inlaatbuis eveneens van binnen groter gemaakt en aangepast worden, hetgeen bij het monteren van grotere carburateurs zonder meer noodzakelijk is.
Als de beide openingsdiameters aan de klep- en inlaatbuiszijde zijn bepaald, kan het inlaatkanaal van de klepzitting naar de inlaatbuisflens enigszins conisch wijder worden gemaakt. Een gelijkmatig conisch verloop is in de meeste gevallen niet haalbaar.

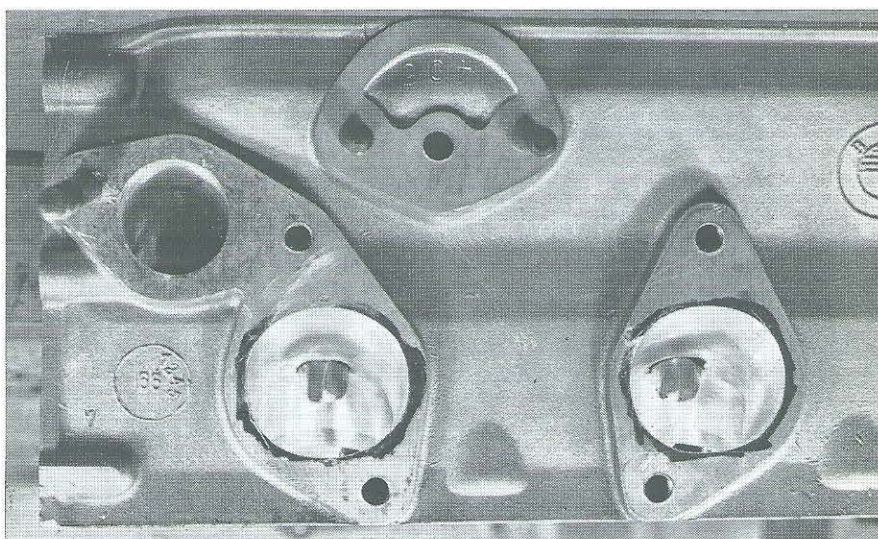


Afb. 13.5. De zuiver bewerkte inlaatkanalen en smalle klepzittingen zijn bij deze BMW-cilinderkop goed te zien



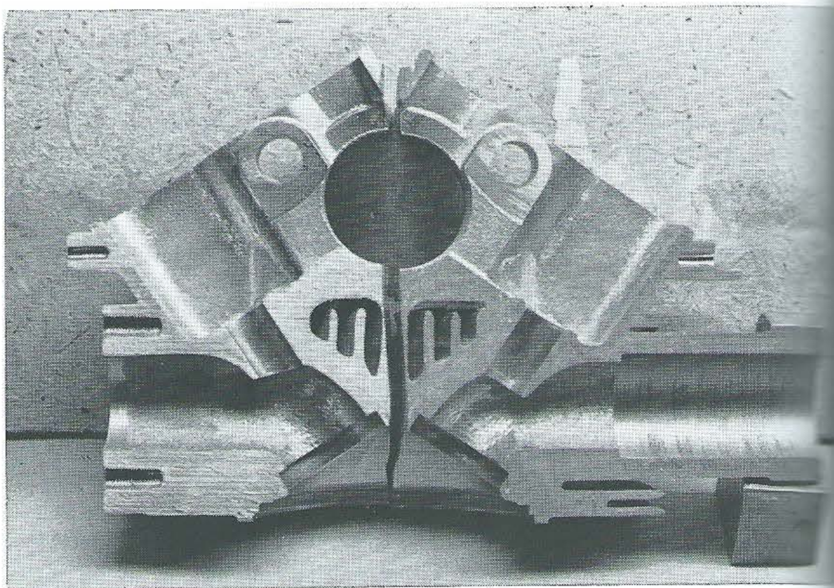
Afb. 13.6. De doorsnede van deze cilinderkop van een Mercedes-vierklepper (2.3-16 en 2.5-16) toont de klassieke positie van de kleppen, die een optimale vormgeving van het inlaatkanaal mogelijk maakt. De klepgeleider steekt echter niet uit in het inlaatkanaal.

Er moet echter op worden gelet dat er geen vernauwingen ontstaan. Dit kan met kneedmassa (plasticine) worden gecontroleerd.
Overigens moet de vergroting aan de inlaatbuiszijde niet overdreven worden. In het algemeen kunnen we stellen dat de diameter van de inlaatbuisflens ten hoogste 15 procent groter mag worden of zijn dan die bij de klepzitting.
Deze eerste grove bewerking van de inlaatkanalen, waarbij alle gietresten, opstaande randen en andere storende elementen zonder meer kunnen worden verwijderd, kan het beste gebeuren



Afb. 13.7. Een glanzende indruk maken deze beide inlaatkanalen van een BMW-motor. De geleiders zijn wat ingekort en eveneens bewerkt (Alpina). De zwarte afdruk dient ter bepaling van de maximale kanaaldiameter.

Afb. 13.8. Deze doorgezaagde cilinderkop van een luchtgekoelde NSU-motor toont de positie en looprichting van de gaskanalen en de materiaaldikte



met kleine roterende staalfreeskoppen. Bij kleine bewerkingen is het meestal voldoende grove oneffenheden en kanten te verwijderen en te polijsten. Het vergroten van de diameter is dan niet noodzakelijk. De in de inlaatkanalen staande klepgeleiders kunnen bij een lichte bewerking onveranderd blijven.

Ten behoeve van een grondige bewerking van het inlaatkanaal is het beter de klepgeleiders van tevoren te verwijderen. Dit kan het beste worden overgelaten aan een motorenrevisiebedrijf dat over de juiste apparatuur beschikt.

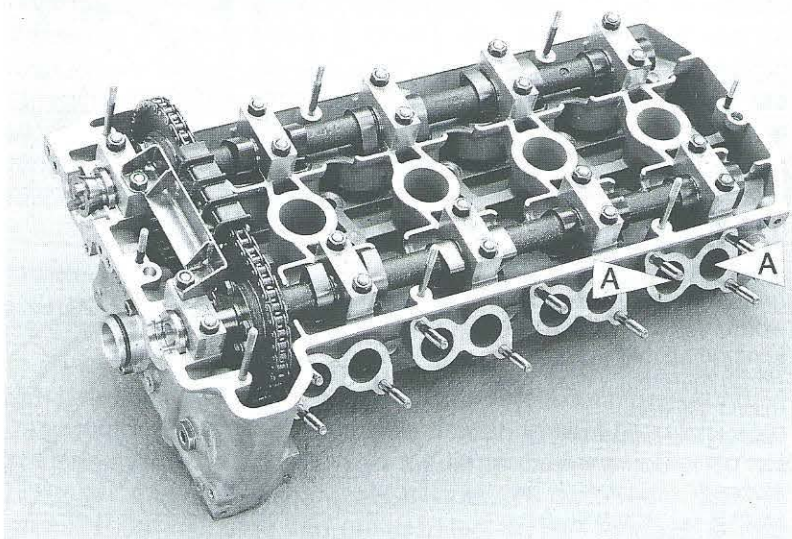
In veel gevallen kan men ook - als de klepgeleider lang genoeg is - het in het kanaal uitstekende gedeelte van de geleider wegfrezen. Zodoende wordt de vrije doorlaat op die plaats groter. Overigens bestaat dan wel de mogelijkheid dat de dan ontstane kortere klepgeleider zwaarder zal worden belast, daardoor sneller slijt en dus vaker moet worden vernieuwd. Als het verkorten van de klepgeleider niet wordt overwogen, zal deze voor een nauwkeurige bewerking van het kanaal toch moeten worden verwijderd. Ze bemoeilijkt anders de kanaalbewerking. Het resterende deel van de klepgeleider, dat nog in het kanaal uitsteekt, kan door afdraaien smaller worden gemaakt. Is het grove werk gedaan en heeft het kanaal zijn uiteindelijke verwijde vorm gekregen, dan kan de afwerking beginnen. Let erop dat bij gaten voor de klepgeleiders en bij vertakkingen een iets grotere diameter wordt aangehouden ten behoeve van een betere stroming.

Voorwaarde voor een snelle en goede afwerking is overigens dat al met de grovere frezen zo zuiver en glad mogelijk gewerkt is.

Voor het afwerken en polijsten kan men schuurkoppen gebruiken. Deze zijn met een verschillende korrel leverbaar.
Eerst worden de met staalfrezen voorbewerkte inlaatkanalen met grove schuurkoppen afgewerkt. Als u niet over deze koppen beschikt, kunt u lichtmetalen cilinderkoppen eventueel met de hand bewerken; dit gaat echter moeizaam en is tijdrovend. Met stap voor stap een fijnere korrel wordt het oppervlak van de kanalen zuiver bewerkt. Het polijsten van het oppervlak geeft, volgens recente ervaringen, geen verbetering van de vulling. Het glad maken van de kanalen is dus al voldoende.
We wijzen u er nogmaals op dat bij een machinale bewerking met frezen het gevaar bestaat dat men door de kanaalwand gaat. Afhankelijk van het type motor bedraagt de wanddikte op dunne plaatsen ongeveer 4 mm. Vooral motoren met vier kleppen per cilinder hebben, gelet op het ruimtegebrek dat is ontstaan door kleppen en kanalen, vaak zeer geringe wanddikten. Een zeer goede methode is een oude of defecte cilinderkop doormidden te zagen, op verschillende belangrijke plaatsen. Ontstaan er desondanks toch kleinere gaten, dan kunt u deze in veel gevallen weer (laten) dichtlassen.

13.4 Inlaatbuizen en flenzen

Omdat de bewerking van de inlaatbuizen en de aansluitflenzen (cilinderkopzijde) in grote lijnen overeenkomt met de bewerking van het inlaatkanaal, verwijzen we naar paragraaf 13.3.

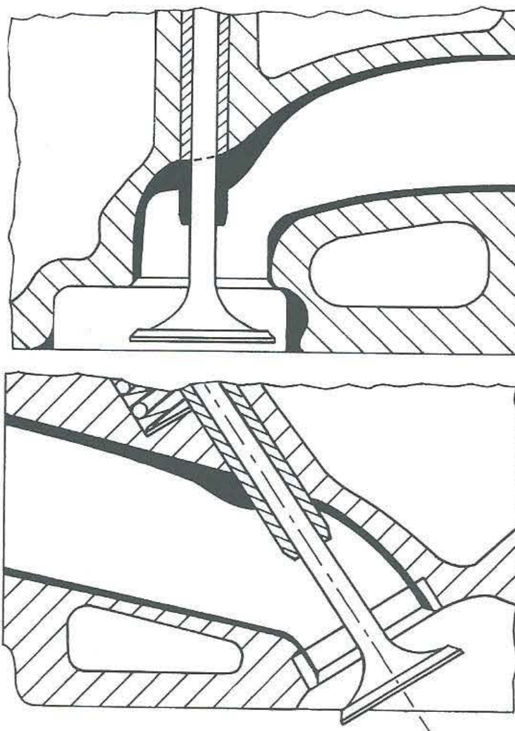


Afb. 13.9. De inlaatkanalen (A) van de 2,3 liter-vierklepper van Mercedes zijn naar buiten toe gescheiden ontworpen. Er dient gelet te worden op overhangende pakkingen of niet-juiste aansluiting. Van voordeel is de schuine toegang tot de cilinderkop.

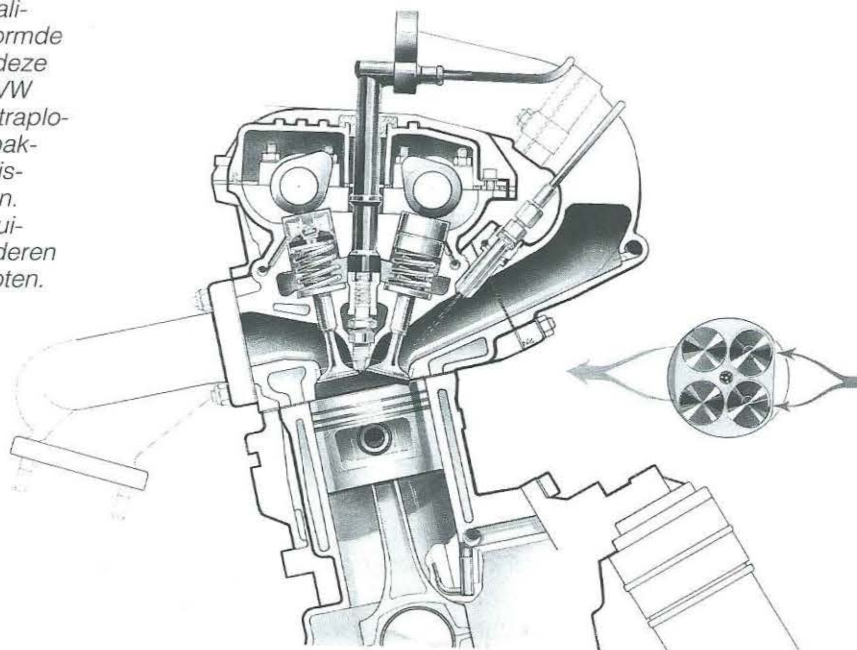
Zoals we al hebben gesteld, moet in het bijzonder worden gelet op de overgang van de inlaatbuis naar de cilinderkop. Hier moeten geen uitsteeksels of kanten blijven staan, eventuele overhangende pakkingen dient men aan te passen. De aanpassing van de inlaatbuis aan de cilinderkop is bij korte inlaatbuizen mogelijk door het slijpen via de inlaatbuisopening. Bij langere inlaatbuizen, waar men er met frees- en slijpkoppen niet bij kan, kunnen de openingen in de cilinderkop ongeveer 0,5 mm (diameter) groter worden gemaakt dan die van de inlaatbuis. In ieder geval ontstaat er dan bij de flensverbinding geen stootrand. De inlaatbuizen moeten ook glad gemaakt te worden. Bij lange en gebogen inlaatbuizen is dit meestal niet mogelijk. Ook is het hier niet van groot nut. De verbinding met de carburateur(flens) moet glad zijn.

13.5 De uitlaatkanalen

Bij de bewerking van de uitlaatkanalen is minder zorgvuldigheid nodig. Omdat de hete uitlaatgassen onder aanzienlijke druk worden uitgestoten en dus met een aanzienlijk hogere snelheid wegstromen, is een oppervlaktebehandeling van de uitlaatkana-



Afb. 13.10. De materiaaldikte is bepalend voor de mate waarin de kanalen van een cilinderkop groter gemaakt kunnen worden. In deze beide tekeningen is het te verwijderen materiaal zwart gemaakt. Bij een voldoende totale lengte kan het in het kanaal uitstekende deel van de geleiders ingekort worden (inlaatzijde).



Afb. 13.11. Geoptimaliseerde conisch gevormde kanalen ziet men in deze doorsnede van een VW 827-vierklepper. De traploze overgang en de pakking aan de inlaatbuisflens zijn goed te zien. Nog een detail: de zuigers worden van onderen met smeerolie bespoten.

len minder belangrijk. Natuurlijk moeten zo mogelijk ook hier storende kanten en oneffenheden worden verwijderd. Een conische verwijding van de kanalen richting uitlaatflens is gunstig. Het inkorten van de klepgeleiders wordt in het algemeen niet aanbevolen, omdat de uitlaatkleppen een aanzienlijk deel van hun warmte via de klepgeleiders afvoeren. Overigens wordt ook al de tegenovergestelde mening verkondigd, zodat het in bijzondere gevallen toch op proberen aankomt. Wie 'op zeker' gaat, laat de klepgeleiders zitten, te meer omdat ze aan de uitlaatzijde weinig stromingsverliezen veroorzaken. Ze liggen als het ware in de luwte van de klepkop. De grof bewerkte uitlaatkanalen kunnen aansluitend glad gemaakt worden. Let hier ook op de gladde overgang tussen het kanaal en de uitlaatflens.

13.6 Kleppen en klepzittingen

In principe dient men hier eerst de vraag te beantwoorden of de standaardkleppen blijven zitten of dat andere exemplaren gebruikt gaan worden. Voor de uitlaatzijde komen in veel gevallen grote kleppen in aanmerking. Bij veel moderne motoren echter, in het bijzonder met vier kleppen per cilinder, zit men veelal aan de grens, zodat montage van grotere kleppen niet mogelijk is. Het

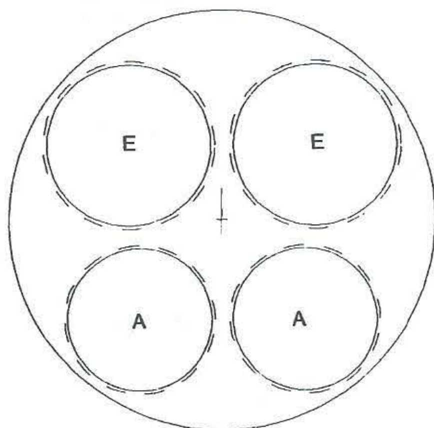
monteren van grotere kleppen, hetgeen bij het tunen bijna altijd aan de inlaatzijde wordt aanbevolen, hangt ook af van het feit of voor de desbetreffende motor passende kleppen met een grotere diameter leverbaar zijn. Let op of die kleppen zijn te combineren met de klepzittingen en als er andere klepzittingen gemonteerd moeten worden, dat dit qua ruimte ook mogelijk is. In het bijzonder loopt de ruimte tussen de klepzittingen van inlaatklep en uitlaatklep gevaar, omdat deze niet te smal mag worden, wat tot scheuren kan leiden. Ook tot het bougiegat moet u voldoende afstand houden, om schade te vermijden.

Bij kleppen die in V-vorm zijn geplaatst, moet men erop letten dat deze vanwege klepoverlap elkaar niet kunnen raken. Het monteren van grotere kleppen gebeurt meestal in die gevallen, waarbij in de serieproduktie motoren met verschillende prestatieniveaus en in verschillende inhoudsklassen op dezelfde basis worden geproduceerd.

Het monteren van grotere uitlaatkleppen is meestal niet noodzakelijk en wordt ook zelden gedaan. Eerder zal men, als de uitlaatkleppen vaak schade vertonen (verbranden), ertoe overgaan speciale exemplaren te monteren met een pantserlaag of natriumgekoeld. Deze kleppen hebben een grotere weerstand tegen hitte. Klepveren rnet een pantserlaag worden meestal al bij seriemoto-

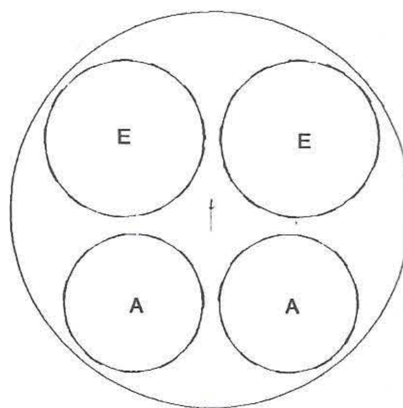
Opel C 20 XE, vier kleppen per cilinder

Cilinderboring 86,0 mm
Werkelijke diameter inlaatklep 33,0 mm
Grootst mogelijke diameter inlaatklep 34,6 mm
Werkelijke diameter uitlaatklep 29,0 mm
Grootst mogelijke diameter uitlaatklep 30,3 mm



VW 1,8 liter, vier kleppen per cilinder

Cilinderboring 81,0 mm
Werkelijke diameter inlaatklep 32,0 mm
Grootst mogelijke diameter inlaatklep 32,4 mm
Werkelijke diameter uitlaatklep 28,0 mm
Grootst mogelijke diameter uitlaatklep 28,3 mm



Afb. 13.12. De mogelijke klepgroottes hangen af van de cilinderdiameter. Analoog aan de grotere boring heeft de tweeliter-vierklepper van Opel grotere kleppen dan de vierklepper van VW, die overigens nog groter gekozen kunnen worden. De VW-vierklepper heeft, gezien de boring van 81 mm, de maximale klepdiameter al bereikt.
E inlaatkleppen; A uitlaatkleppen

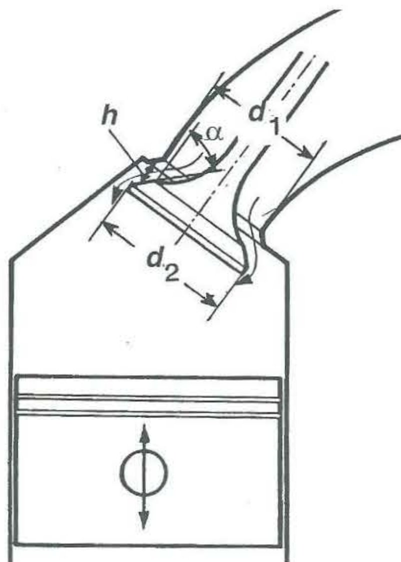


Afb. 13.13. De kenmerken van een optimale inlaatklep zijn de dunne klepkop met de smalle klepzitting (onderste klep). Bij de uitlaatklep zal er gezien de thermische belasting wat meer materiaal moeten blijven zitten, maar ook hier komen zuivere en gladde overgangen tussen kop en steel goed van pas.

ren toegepast. Natriumgekoelde uitlaatkleppen hebben een holle steel, gevuld met natrium (zoutoplossing). Bij hitte wordt dit koelmiddel vloeibaar en kan zo de warmte beter afvoeren. Dergelijke kleppen hebben meestal ook een dikkere steel en hebben dan ook sterkere en grotere (dikkere) klepgeleiders nodig. Ze zijn leverbaar bij de firma ATE in Frankfurt; ook kan men daar informatie krijgen of voor een bepaald motortype passende kleppen - ook inlaatkleppen - te verkrijgen zijn. Het, zo nodig, monteren van grotere klepzittingen en andere klepgeleiders kunt u door revisiebedrijven laten doen.

13.7 Het bewerken van kleppen en klepzittingen

De bewerking van deze onderdelen kunt u voor een groot deel zelf ter hand nemen, des te meer omdat het nodige gereedschap in bijna iedere werkplaats te vinden is. Vooral de bewerking van de inlaatkleppen en de klepzittingen zal, als deze zorgvuldig wordt uitgevoerd, een merkbare verbetering van de vulling te zien geven. Onze tekeningen geven aan hoe de inlaatklep en de klepzitting behandeld moeten worden. Daarbij maakt het niet uit of de standaardkleppen of de naderhand gemonteerde grotere kleppen bewerkt worden. U moet, hoe dan ook, naar een grotere doorlaat toe werken. In principe wordt de gasdoorlaat langs de klep(kop) bepaald door de ruimte die ontstaat tussen de klep en de klepzitting. Het oppervlak van de gasdoorlaat dat door een klep wordt



Afb. 13.14. De (ringvormige) doorlaat die de klep bij het openen vrijgeeft, wordt ook wel als vrije doorlaatoppervlakte aangeduid. Ze kan vereenvoudigd geometrisch worden bepaald.

vrijgegeven - een ringvormige spleet -kan met de volgende formule worden berekend:

$$f = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot h \cdot \pi \cdot \sin\alpha \;(\text{mm}^2)$$

d_1 staat voor de binnendiameter van de klepzitting in mm;
d_2 de klepdiameter in mm;
h de kleplichthoogte (kleplift) in mm;
α de klepzittinghoek;
π de cirkelconstante (3,14159..)
Deze formule bewijst dat de doorlaat langs een klep des te groter is, naarmate de klep ook groter is. Als positief gelden ook een grote kanaaldoorsnede, grote kleplift en een vlakke klepzittinghoek. Valt er niets meer te halen qua afmetingen, dan kan er alsnog iets gedaan worden met de klepzittinghoek. Hoe vlakker de klepzittinghoek, des te gunstiger het is. Het beste zou zijn α = 90°, omdat we dan krijgen $\sin\alpha = 1$. In de praktijk functioneert dit minder goed, omdat door de ontbrekende kegelvorm de klep al gauw minder goed afsluit. Wat we in de praktijk wel vaker aantreffen, zijn een inlaatklepzittinghoek van 60° - dus relatief vlak - alsmede een uitlaatklepzittinghoek van 45°.
Om moeilijkheden bij het rekenen te voorkomen, geven we de sinus-waarden voor de meest gebruikelijke klepzittinghoek.

Klepzittinghoek 45°: $\sin\alpha = 0{,}707$

Klepzittinghoek 60°: $\sin\alpha = 0{,}866$

U ziet dat de oppervlakte bij een hoek van 60° ongeveer 20 procent groter is dan bij een klepzittinghoek van 45°.
Een andere methode om de vrije doorlaat te vergroten, kunt u afleiden uit voorgaande formule. Dit is het vergroten van de kleplift en de binnendiameter van de klepzitting. Afgezien van de kleplift - daar komen we later op terug -interesseert ons hier in eerste instantie het vergroten van de klepzittingdiameter. Van deze mogelijkheid om de vrije doorlaat te vergroten, moet u in ieder geval gebruik maken, omdat dit op relatief eenvoudige wijze een merkbare verbetering zal geven.
Een andere, meer principiële mogelijkheid tot vergroting van het doorlaatoppervlak, is het toepassen van meerkleppentechniek.

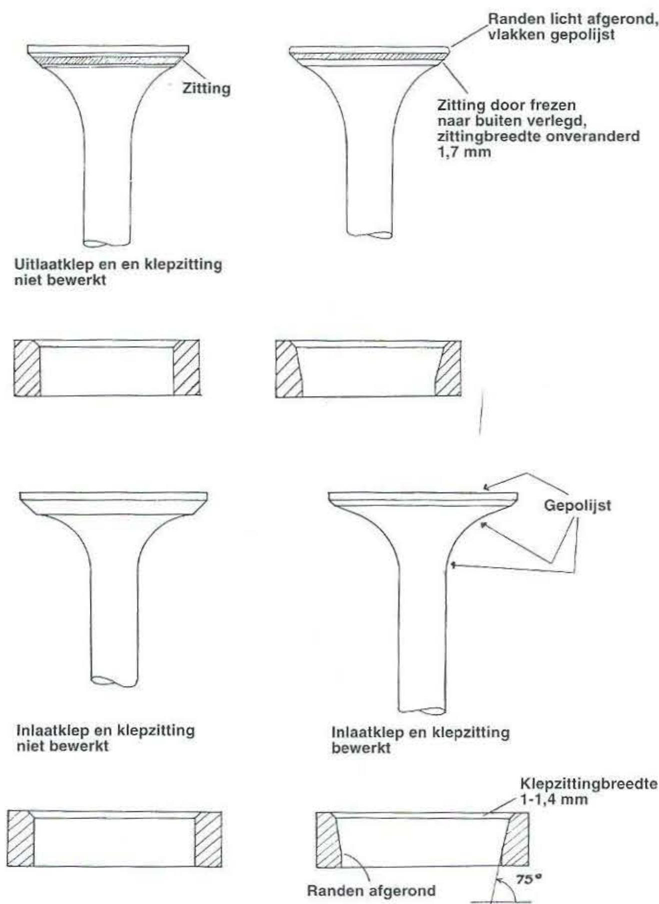
13.8 De inlaatzijde

Vergelijken we de verhoudingen tussen de motor met vier kleppen per cilinder en de tweeklepper, dan komen we tot de conclusie dat bij eerstgenoemde de kleppen natuurlijk kleiner zijn, maar dat door het dubbele aantal een duidelijk grotere geometrische doorsnede wordt vrijgegeven. In het algemeen is de kleplift bij motoren met twee kleppen groter (bij voorbeeld 11 mm) dan bij meerkleppenmotoren, waarbij een kleplift van meer dan 9,5 mm niet veel extra oplevert. Hier volgt een vergelijking tussen geometrische klepdoorlaten bij volledig geopende klep.

Twee kleppen per cilinder:	inlaat 1900 mm^2
	uitlaat 1640 mm^2
Vier kleppen per cilinder:	inlaat 2840 mm^2
	uitlaat 2440 mm^2

Uitgedrukt in procenten heeft de motor met vier kleppen per cilinder, gelet op het voorgaande, bijna 50 procent meer vrije doorlaat. Dit geldt zowel voor de inlaat- als de uitlaatzijde. Nemen we niet alleen de maximale kleplift hierbij in overweging, maar een gemiddelde van de totale kleplift, dan kan worden geconcludeerd dat het voordeel voor de motor met vier kleppen per cilinder niet meer zo groot is. Voor zowel de inlaat- als de uitlaatzijde bedraagt dit echter nog ongeveer 40 procent.
Om aan de inlaatzijde de optimale doorlaat te bereiken, is het noodzakelijk de klepzetelbreedte te verminderen en het zittingvlak van de klep - de klepzitting - naar de uiterste rand van de klep te verleggen. Hierbij kunnen we ervan uitgaan dat de klepzetelbreed-

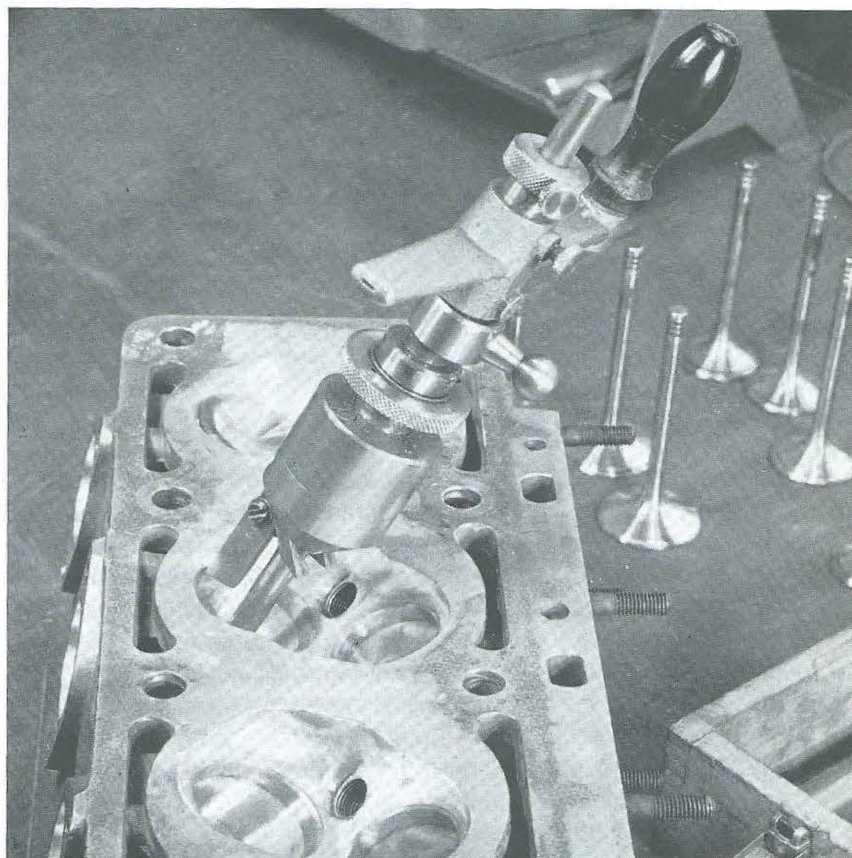
Afb. 13.15. Het doel van de bewerking van kleppen is een zo groot mogelijk doorlaatoppervlakte te krijgen, gekoppeld aan zo min mogelijk stromingsweerstand. Vanwege de warmteafvoer dient bij de uitlaatklep een brede zitting over te blijven. De inlaatklep (onder) krijgt een smalle zitting en een vlakker verloop tussen kop en steel.



te bij de inlaatklep zonder risico tot 1,0-1,4 mm beperkt kan blijven. Smalle klepzetels dichten ook beter af, maar slijten iets sneller, omdat ze makkelijker inslaan. De breedte bij getunede motoren mag evenwel niet meer dan 1,4 mm bedragen.

Om nu de door de klepgrootte bepaalde maximaal mogelijke doorlaat te verkrijgen, wordt het aanlegvlak van de klep (klepzitting) naar de buitenste rand verlegd (zie tekening). Dit bereikt men door het frezen van de klepzetel, wat alleen mogelijk is met speciale klepzetelfrezen, die men bij revisiebedrijven of goed uitgeruste werkplaatsen aantreft.

Hierbij wordt de zetelring aan de diameter van de inlaatklep aangepast, minus 2 mm, zodat voor de klepzetelbreedte bij een 45 graden-zetel 1,4 mm overblijft. Dit uitfrezen kan cilindrisch geschieden, zodat de zetelring naar onderen toe met een gelijkblijvende diameter wordt vergroot of conisch wordt bewerkt.



Afb. 13.16. De bewerken van de klepzetels vereist speciaal freesgereedschap, zoals dat in motorrevisie- of tuning-bedrijven wordt gebruikt

Een cilindrische bewerking bevelen we alleen dan aan als de klepzetel nog voldoende 'vlees' heeft (ten minste 4 mm). Als dit niet het geval is, raden wij dit af, omdat de zetel anders uit de kop loskomt of gaat scheuren. De tekeningen geven een bewerkingsoverzicht; de klepzetels en het vergroten ervan gebeurt met freeskoppen.

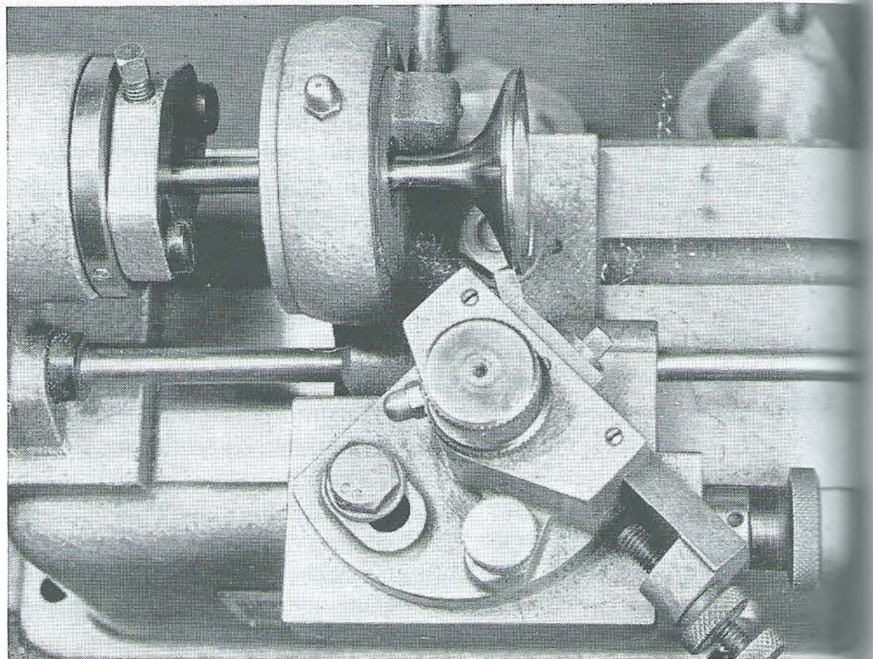
Voor een 38 mm-inlaatklep kunt u de volgende werkwijze volgen: Klepzetel cilindrisch of conisch tot 36 mm vergroten. Aansluitend met de 45 graden-frees de eigenlijke zetel frezen tot de bovenste kant een diameter heeft van 38 mm en dus overeenkomt met de klepschotelmaat. De zetelbreedte bedraagt nu circa 1,4 mm en kan na het inslijpen van de klep desgewenst verder worden gereduceerd.

Let er wel op dat alleen weinig versleten klepzetels nog bewerkt kunnen worden. Na de drievoudige freesbewerking zal vaak blijken dat de klepzetel toch door een revisiebedrijf moet worden vervangen. Als de klepzetel al meermalen bewerkt is of diep

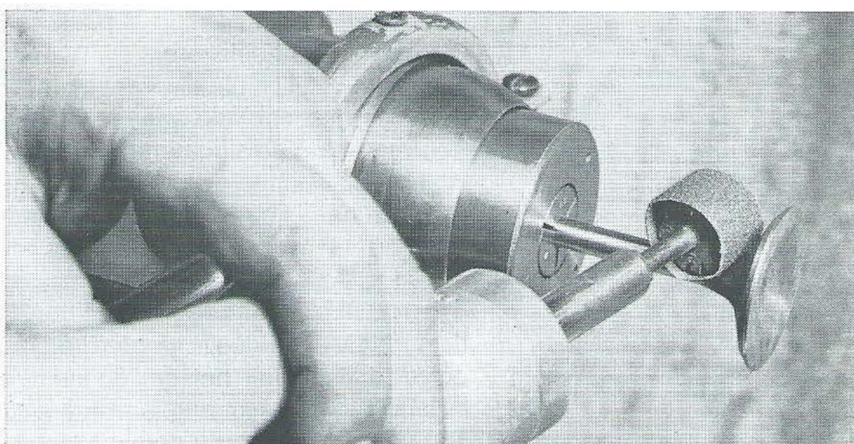
uitgefreesd moet worden - wat bij sterk ingebrande, ingeslagen of beschadigde klepzetels nodig kan zijn - komt de klep te diep in de cilinderkop te liggen. Dit heeft tot gevolg dat de stroming richting verbrandingsruimte hinder ondervindt. Voorts dient u erop te letten dat eerst de klepzetel aan de binnenzijde wordt vergroot, vervolgens worden de inlaatkanalen aan de klepzetelring vergroot en aangepast en pas daarna wordt de eigenlijke klepzetel gefreesd en de klep ingeslepen. Als u zich aan deze volgorde houdt, kunt u beschadigingen van de klepzetelring bij de kanaalbewerking vermijden.

13.9 Klepbewerking

De bewerking van de klep begint door de klepzitting tot een breedte van maximaal 1,4 mm af te draaien. Hierbij moet u letten op een gelijkmatige overgang naar de steel, omdat de klep een tulpvorm dient te hebben. Alle oneffenheden tussen klepzitting en klepsteel moeten worden verwijderd. Het verdient aanbeveling de klep bij de overgang naar de steel tot de klepzitting, alsmede de klepschotel, te slijpen en daarna te polijsten. Hierdoor wordt niet alleen de stromingsweerstand minder, maar door een reducering van de kerfwerking wordt ook het breukgevaar tegengegaan. Ook verbrandingsresten zetten zich niet meer zo snel op de klep af.



Afb. 13.17. Op een draaibank kan het overtollige materiaal van de inlaatklep afgehaald worden. Klepzitting en kop moeten worden 'afgeslankt'.



Afb. 13.18. Op de draaibank kan de overgang tussen kop en steel bewerkt worden

Na deze bewerkingen moet u de klep nauwkeurig inslijpen. De breedte van de klepzitting is te herkennen als een grijze ring op het klepzeteloppervlak. De gewenste zittingbreedte kan zo worden gecontroleerd en eventueel kan nog een correctie volgen.
Bij de uitlaatklep is het stromingsgedrag gunstiger dan bij de inlaatklep, omdat het (uitlaat)gas onder hoge druk in omgekeerde richting wegstroomt. De bewerkingen aan kleppen en klepzetels zijn hier dan ook niet zo omvangrijk.
In de eerste plaats wijzen we u erop dat bij de uitlaatklep de zittingbreedte in geen geval mag worden gereduceerd. Afhankelijk van de motor kunt u hiervoor de kleinste voorgeschreven maat nemen (meestal tussen 1,5 en 2 mm). De klepzitting nog smaller maken wordt afgeraden, omdat de uitlaatklep die normaal roodgloeiend wordt, de warmte afvoert van klepzitting op klepzetel. Een te smalle klepzitting leidt onvermijdelijk tot het verbranden van kleppen en klepzetels. Bij de uitlaatklep is het voldoende de klepzitting zo ver mogelijk naar buiten de verleggen en de klepzetel hierop aan te passen. Een verdere bewerking is niet noodzakelijk; eventueel kan een afronding van de klepkopranden nog een iets betere stroming bevorderen.
Een nabewerking van de klepvorm is zelfs schadelijk. De overgang van steel naar klepkop is dik en plomp uitgevoerd, omdat deze dan veel warmte kan opnemen. Ook het breukgevaar wordt hierdoor verminderd.

13.10 Gassnelheden bij de klep

Zoals we nu hebben gezien, kan de vrije doorlaat bij de inlaatklep op verschillende manieren worden vergroot. Grotere kleppen, het wijder maken van de doorlaat bij de klepzetel, grotere kleplift en

eventueel wijziging van de klepzetelhoek zijn alle factoren die een grotere doorlaat opleveren.
Om vast te stellen of de voorhanden zijnde vrije doorlaat voldoende is, is een controle van de gassnelheid langs de inlaatklep noodzakelijk. Een algemene opvatting is dat de gassnelheid bij de inlaatklep bij normale motoren bij het nominale toerental niet meer mag zijn dan circa 80 m/s, omdat anders de stroming stagneert. Bij sport- en wedstrijdmotoren zijn echter hogere gassnelheden mogelijk. Voor getunede motoren raden wij aan niet verder te gaan dan 100 m/s. Voor het geval de gassnelheid toch hoger ligt, kan de doorlaat of de kleplift worden vergroot. Bij de gassnelheid langs de inlaatklep gaat het om de gemiddelde snelheid, omdat de stroming niet gelijkmatig is. Als we stellen dat de cilindervulling 100 procent is, kan de gemiddelde gassnelheid met behulp van de volgende formule worden berekend:

$$w = c_m \cdot \frac{F}{f}$$

In deze formule betekent w de gemiddelde gassnelheid in m/s, c_m de ons al bekende zuigersnelheid eveneens in m/s, F de oppervlakte van de zuigerbodem en f de vrije doorlaat langs de klep, waarvoor we eerder een formule hebben gegeven.
We wijzen er nog op dat voor de berekening van de zuigersnelheid het nominale toerental, dus het toerental waarbij het grootste vermogen wordt afgegeven, moet worden gebruikt. Voor een beter begrip zullen we dit aan de hand van een rekenvoorbeeld verklaren. We gaan hierbij uit van een motor met de navolgende specificatie:



Afb. 13.19. De overgang tussen kop en steel wordt niet alleen vanwege een betere stroming glad gemaakt, ook het breukgevaar door kerfwerking wordt hierdoor verminderd

boring:	80 mm (D)
slag:	70 mm (S)
nominaal toerental:	5800 1/min (n)
diameter inlaatklep:	35 mm (d_2)
kleplift:	8 mm (h)
klepzetelhoek:	45° (α)
binnendiameter klepzetel:	31 mm (d_1)

Volgens onze formule van paragraaf 5.5 berekenen we de gemiddelde zuigersnelheid:

$$c_m = \frac{n \cdot S}{30.000} = \frac{5800 \cdot 70}{30.000} = 13{,}5 \text{ m/s}$$

De vrije doorlaat langs de klep (volledig open) is volgens de formule van paragraaf 13.7:

$$f = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \pi \cdot h \cdot \sin\alpha = 33 \cdot 3{,}14 \cdot 8 \cdot 0{,}707 = 582 \text{ mm}^2$$

De voor de berekening van de gassnelheid benodigde oppervlakte van de zuigerbodem verkrijgen we uit de volgende formule:

$$F = \pi \cdot \frac{D^2}{4} = \pi \cdot \frac{80^2}{4} = 3{,}14 \cdot \frac{6400}{4} = 5030 \text{ mm}^2$$

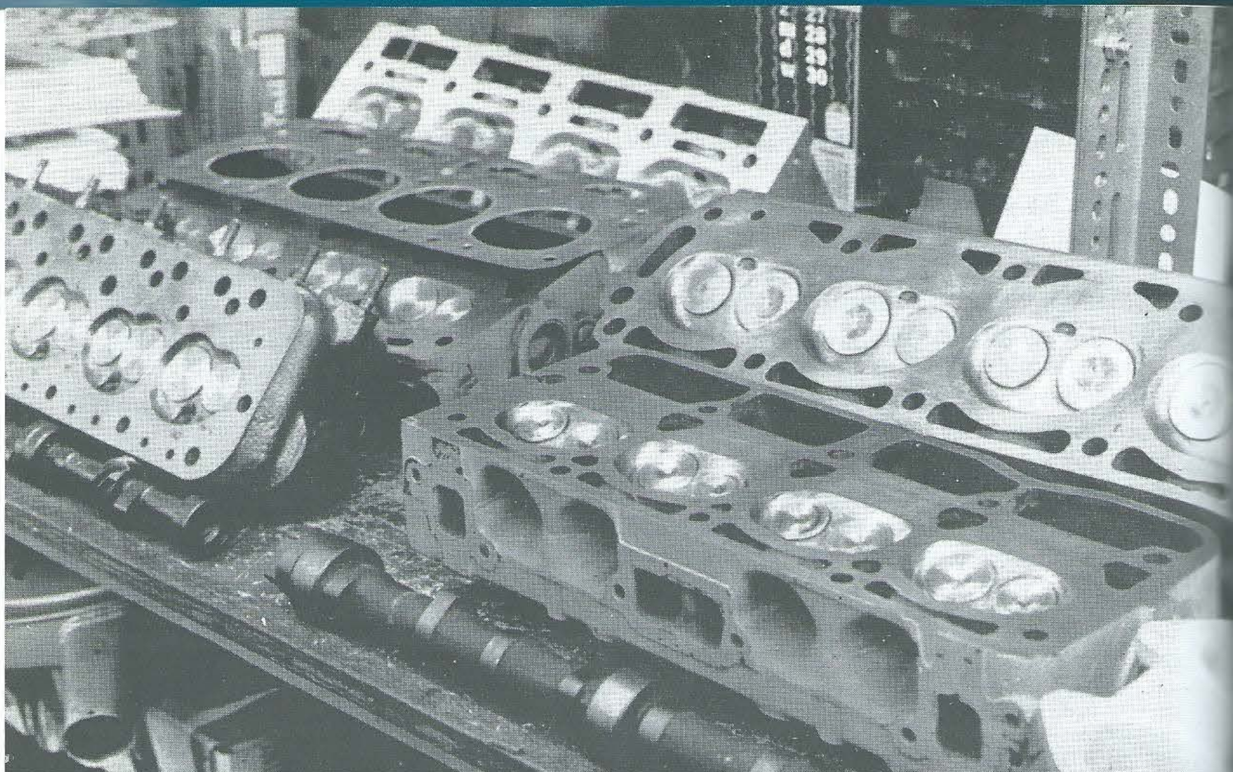
Als deze waarden in onze gassnelheidsformule worden ingevoegd krijgen we:

$$w = c_m \cdot \frac{F}{f} = 13{,}5 \frac{5030}{582} = 116 \text{ m/s}$$

Een gemiddelde gassnelheid bij de inlaatklep van 116 m/s zou overigens al te hoog zijn; smoringsverliezen bij de klep zijn onvermijdelijk. Bij een maximaal mogelijke vergroting van de klepzetelbinnendiameter naar 35 mm, een grotere - 37 mm - inlaatklep en een vergroting van de kleplift naar 9 mm, door het monteren van een andere nokkenas of een andere kleptuimelaar, verkrijgen we met toepassing van onze formule de volgende waarden:

$$f = \frac{d_1 + d_2}{2} \pi \cdot h \cdot \sin\alpha = 36 \cdot 3{,}14 \cdot 9 \cdot 0{,}707 = 712 \text{ mm}^2$$

Omdat de zuigersnelheid en het zuigeroppervlak gelijk zijn gebleven, ontstaat een aanzienlijk lagere en daardoor acceptabele gassnelheid van ongeveer:



Afb. 13.20. Goed gedekt is deze tafel met bewerkte cilinderkoppen

$$w = c_m \cdot \frac{F}{f} = 13{,}5\ \frac{5030}{720} = 95\ \mathrm{m/s}$$

Een overmatige vergroting van de kleplift moet worden ontraden, omdat daardoor de doorlaatoppervlakte langs de klepzetel kleiner zou zijn dan langs de inlaatklep. Dit leidt tot ongewenste wervelingen langs de klep. De kleplift moet niet groter worden gemaakt dan ongeveer een kwart van de klepkopdiameter.

13.11 Het bewerken van de verbrandingsruimte

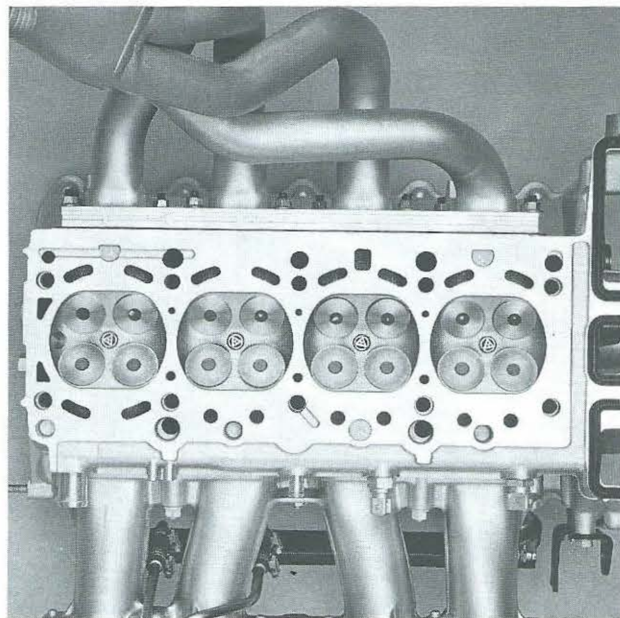
Onder de verbrandingsruimte van een motor verstaan we de ruimte boven de zuiger als deze in het bovenste dode punt staat. Het volume hiervan wordt door de compressieverhouding bepaald. De verbrandingsruimte bevindt zich bij ottomotoren meestal in de cilinderkop; afgezien van enige bijzondere constructies waarbij de verbrandingsruimte zich in de uitsparing van de zuiger bevindt. De grootte en de vorm van de verbrandingsruimte is voor het verloop en de kwaliteit van de verbranding van groot belang en bepalen - afgezien van de vulling - als belangrijkste factoren de hoogte van de gemiddelde verbrandingsdruk. Omdat echter de

*Afb. 13.21. Zuiger
een Heron-cilinde
generatie VW Gol
Het grootste deel
verbrandingsruim
de zuigerbodem g
De tussen de zuig
(bovenste buitenr
de zuiger) en de c
koppasvlak ontsta
spleet door monta
de koppakking, m
tot het volume var
brandingsruimte v
gerekend.*

*Afb. 13.22. De gu
centrale plaatsing
bougie, die een k
weg tot gevolg he
kenmerk van alle
pers. De verbrand
te wordt gekenme
zijn compacte, da
ontwerp (BMW 1,
compressieverho
10:1). Verdere de
prestatieverhoge
geoptimaliseerde
de relatief rechte
buizen.*

Afb. 13.21. Zuiger voor een Heron-cilinderkop (1e-generatie VW Golf GTI). Het grootste deel van de verbrandingsruimte is in de zuigerbodem gevormd. De tussen de zuigerkroon (bovenste buitenrand van de zuiger) en de cilinderkoppasvlak ontstane spleet door montage van de koppakking, moet ook tot het volume van de verbrandingsruimte worden gerekend.



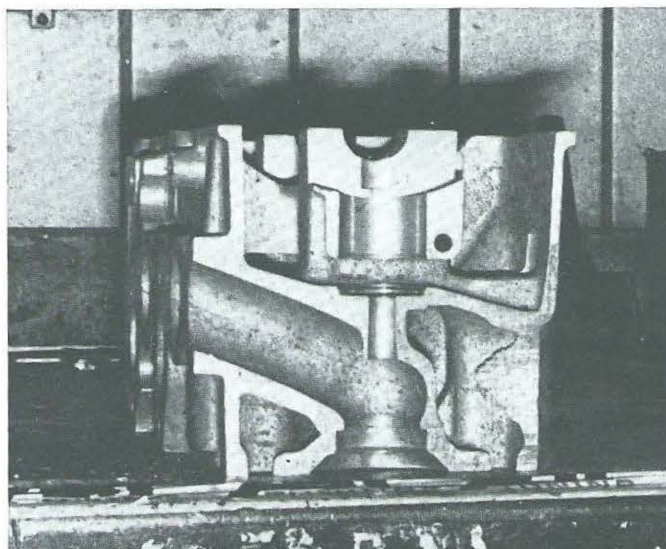


Afb. 13.22. De gunstige centrale plaatsing van de bougie, die een korte vlamweg tot gevolg heeft, is het kenmerk van alle vierkleppers. De verbrandingsruimte wordt gekenmerkt door zijn compacte, dakvormige ontwerp (BMW 1,8 liter, compressieverhouding 10:1). Verdere details die prestatieverhogend zijn: geoptimaliseerde uitlaat en de relatief rechte aanzuigbuizen.

verhoging van de gemiddelde verbrandingsdruk een belangrijk middel voor iedere vermogensstijging vormt, loont het de bewerking van verbrandingsruimten bijzondere aandacht te geven.

13.12 Compacte verbrandingsruimten

Bij de vormgeving van de verbrandingsruimten tijdens het ontwerpen van een motor komt een aantal aspecten naar voren.
De verbrandingsruimte moet bij een gegeven inhoud zo compact en zo klein mogelijk zijn om een snelle verbranding van het mengsel mogelijk te maken. Hierdoor ontstaat gelijktijdig een ander voordeel. Hoe kleiner de oppervlakte van de verbrandingsruimte is, des te geringer is de warmteafgifte van de verbrande gassen aan de cilinderkop en des te hoger is het thermodynamisch rendement. U moet bij alle verbrandingsruimten dode hoeken, nissen, overbodige wervelingen en andere onregelmatigheden vermijden, omdat op deze plaatsen het mengsel te laat of niet door de verbranding wordt geraakt, wat in het gunstigste geval tot een vermogensvermindering leidt en in het ongunstigste geval tot detonatie van de motor. Juist de meerkleppentechniek is hier, door de compacte, symmetrische verbrandingsruimte met de centraal geplaatste bougie, in het voordeel. Dit mondt direct uit in een hogere compressie, snellere verbranding, alsmede een hogere gemiddelde druk. Voor het tunen van een seriemotor zijn deze beschouwingen niet zo belangrijk, omdat de basisvorm van de

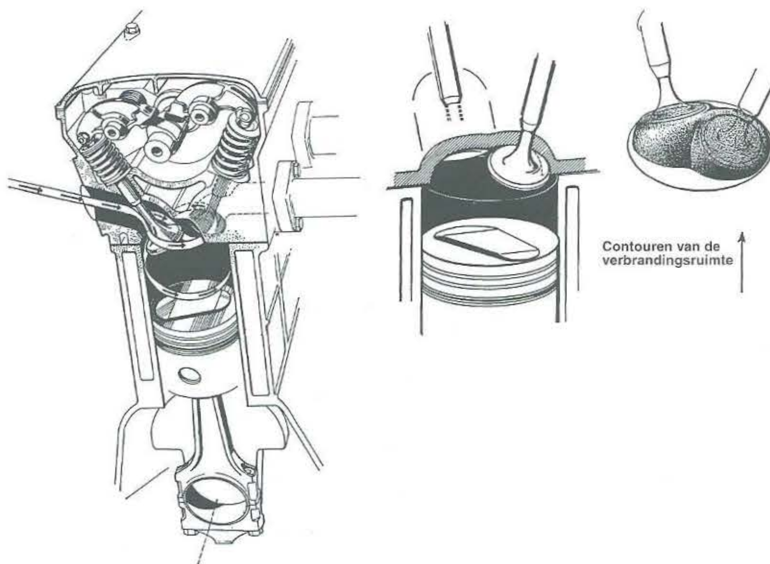


Afb. 13.23. Een doorsnede van een cilinderkop van een VW-motor toont duidelijk de positie en het traject van het inlaatkanaal. Men ziet ook hoeveel materiaal aanwezig is.

verbrandingsruimte van een dergelijke motor al gegeven is en in het algemeen niet wezenlijk kan worden veranderd. Met het oog op gedetailleerde uitwerkingen zijn er natuurlijk talloze varianten op het thema verbrandingsruimte. Bij seriemotoren zijn echter steeds weer bepaalde basisvormen te onderkennen.

13.13 De diverse vormen van verbrandingsruimten

De halfbolvormige verbrandingsruimte met een afvlakking door de kleppen treft men aan bij veel motoren met twee kleppen per cilinder met een hoog specifiek vermogen (bij voorbeeld Alfa Romeo en Porsche). Deze constructie vereist in ieder geval een V-vormige opstelling van de kleppen met een relatief grote klephoek. Tevens laat deze constructie toe dat zo groot mogelijke kleppen gemonteerd kunnen worden, wat een gunstige voorwaarde voor een goede vulling is. De nadelen zijn een meer complexe bouw ten aanzien van de in V-vorm geplaatste kleppen en de gecompliceerde zuigerbodemvorm. De bolvorm kan bovendien alleen met slechts twee kleppen per cilinder worden benaderd. Bij wedstrijdmotoren, die tegenwoordig bijna zonder uitzondering met vier kleppen per cilinder en met kleine klephoeken worden gebouwd, is nauwelijks nog een kogelvorm te realiseren. De verbrandingsruimten met vier kleppen per cilinder hebben een sterk afgevlakte dakvorm met een minimale oppervlakte.



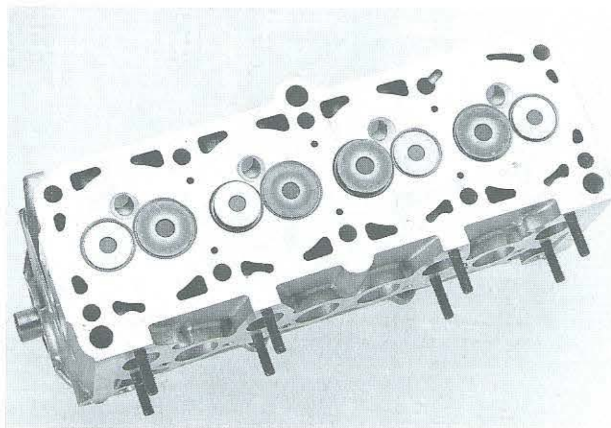
Afb. 13.24. Een compromis tussen de halfbolvormige verbrandingsruimte en de komvormige verbrandingsruimte is door BMW ontwikkeld als zijnde de 'Kugel-Wirbelwanne', vrij vertaald, de kogelvormige wervelruimte. De zeer compacte verbrandingsruimte zorgt voor een goede werveling van het mengsel.

Bij seriemotoren treft men tegenwoordig in het algemeen de komvormige verbrandingsruimte aan of, een afgeleide van deze vorm, de wigvormige verbrandingsruimte met een 'schuingeplaatste' kom. Maar nu even terug naar de komvormige verbrandingsruimte.

Deze verbrandingsruimte maakt toepassing van parallel of versprongen geplaatste kopkleppen mogelijk en een relatief eenvoudige zuigerbodem. Terwijl bij de halfbolvormige verbrandingsruimte het zuigerprofiel van groot belang is, kunnen bij komvormige verbrandingsruimten meestal de goedkope en eenvoudig te bewerken zuigers met vlakke bodem worden gebruikt. Aan het eind van de jaren zestig werd bij serie- en wedstrijdmotoren veelvuldiger de Heron-cilinderkop toegepast. Het voordeel van dit principe ligt in de eenvoudige bewerking van de cilinderkop - deze is aan de onderzijde volledig vlak - en in het feit dat men bij de doorgaans nauwkeurige produktie van de zuigers het volume van de verbrandingsruimte ook bij grote series binnen strakke toleranties kan houden. De verbrandingsruimte kan zeer compact worden gehouden. Als nadeel noemen we de grotere zuigermassa en de hogere zuigertemperatuur. Ook kunnen alleen parallel geplaatste kleppen worden toegepast, zodat de klepgrootte ook begrensd is. Voor het tunen is een belangrijk nadeel dat de compressie alleen verhoogd kan worden door het monteren van andere zuigers.

13.14 Een hogere compressieverhouding door een kleinere verbrandingsruimte

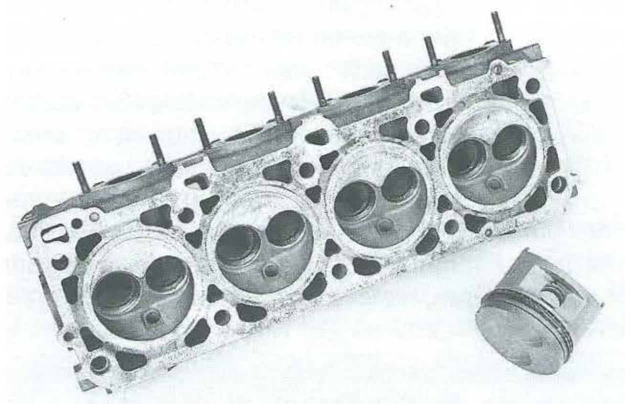
Als belangrijkste en meest toegepaste wijziging van de verbrandingsruimte noemen we hier de verkleining ervan met als doel een verhoging van de compressie. Als bekend wordt verondersteld dat



Afb. 13.25. Bij de Heron-cilinderkop is de verbrandingsruimte in de zuiger ondergebracht. Hierdoor is de compressieverhouding alleen door andere zuigers of een andere dikte van de koppakking te veranderen.

*Afb. 13.26. De verbran-
dingsruimten van een P
sche 928 tweeklepper
ren schuin ontworpen
een groot deel als squi
oppervlak. Er waren die
uitsparingen in de zuig
voor de kleppen nodig
vanwege de hoge com
pressieverhouding (10:*

*Afb. 13.27. De Merce
tweeklepper uit de jar
tachtig heeft compact
licht-dakvormige verb
dingsruimten met klep
in V-opstelling. De cor
pressieverhouding ka
door vlakken van de o
derzijde worden verho*



Afb. 13.26. De verbrandingsruimten van een Porsche 928 tweeklepper waren schuin ontworpen met een groot deel als squishoppervlak. Er waren diepe uitsparingen in de zuigers voor de kleppen nodig vanwege de hoge compressieverhouding (10:1).

de compressieverhouding hoger wordt, naarmate de verbrandingsruimte kleiner wordt.
Het verhogen van de compressieverhouding is bij de meeste seriemotoren eenvoudig uit te voeren en daarom ook geliefd. Voorts spaart men de aanschaf van speciale zuigers uit waardoor die methode ook goedkoop is. Door het monteren van speciale zuigers kunt u echter de compressieverhouding nog verder verhogen. Hierop komen we nog terug. Overigens wordt hierdoor - en dat merken we nu alvast maar op - de vorm van de verbrandingskamer nauwelijks gunstiger, omdat iedere afvlakking (en daar gaat het hier om) een verslechtering te zien geeft, die hooguit door een verhoging van de compressieverhouding kan worden gecompenseerd.
De verkleining van de verbrandingsruimte bereiken we heel eenvoudig door van de cilinderkop een bepaalde hoeveelheid materiaal af te frezen, af te draaien of te schaven (vlakken). Afslijpen, zoals ook wel eens gesuggereerd wordt, raden wij af, omdat een

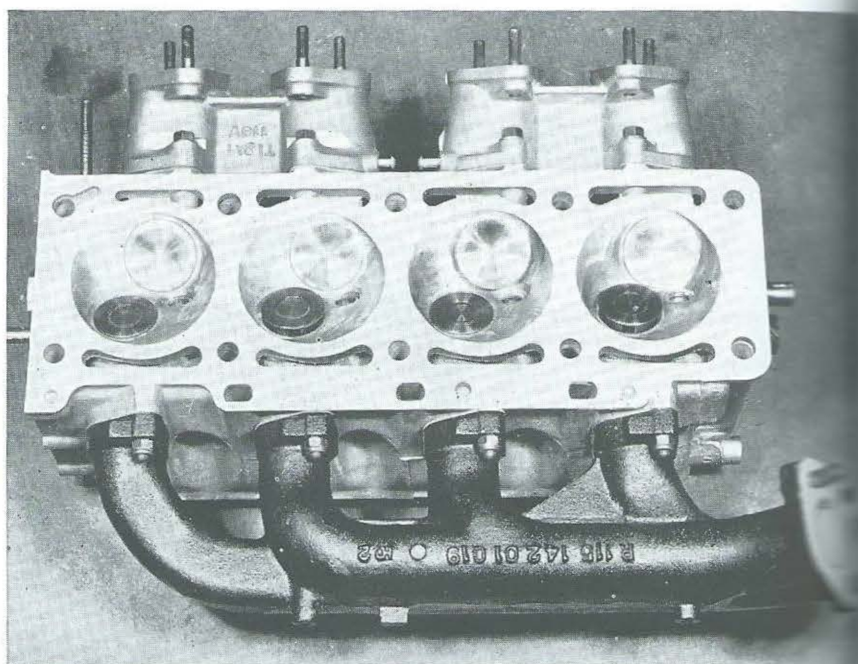


Afb. 13.27. De Mercedestweeklepper uit de jaren tachtig heeft compacte licht-dakvormige verbrandingsruimten met kleppen in V-opstelling. De compressieverhouding kan door vlakken van de onderzijde worden verhoogd.

zekere oppervlakteruwheid van het pasvlak gewenst is om een betere en meer betrouwbare afdichting te krijgen.
Bij de cilinderkop van een gewone viercilindermotor gaat dit zeer eenvoudig. Bij enkelvoudige cilinderkoppen en koppen voor twee cilinders met een labyrintpakking, zoals deze bij veel luchtgekoelde motoren voorkomen, is het niet zo eenvoudig, omdat meer vlakken op dezelfde wijze bewerkt moeten worden.
De hoeveelheid materiaal die van de cilinderkop moet worden afgenomen om het volume van de verbrandingsruimte te reduceren, hangt af van de gewenste compressieverhouding.

13.15 De mate waarin de cilinderkop gevlakt moet worden

We zullen nu aan de hand van een voorbeeld aangeven hoe u de te verwijderen hoeveelheid materiaal berekent om tot een bepaalde compressieverhouding te komen. Hiervoor moet u de oppervlakte van de verbrandingsruimte aan de onderzijde van de cilinderkop weten. Deze is bij halfbolvormige verbrandingsruimten meestal cirkelvormig of licht ovaal; bij komvormige verbrandingsruimten langwerpig ovaal of ongelijkmatig (bij voorbeeld niervormig). U kunt de oppervlakte eenvoudig bepalen door een vel transparant millimeterpapier op de onderzijde van de cilinderkop



Afb. 13.28. Een Alpina-cilinderkop (BMW) met halfbolvormige nabewerkte verbrandingsruimten en aangepaste spruitstukken

te leggen en de randen van de verbrandingsruimte hierop af te tekenen. Dan telt u de hele vierkante millimeters en telt u de afgebroken millimetervakjes hierbij op. We wijzen erop dat het niet op een vierkante millimeter aankomt, maar als u zorgvuldig te werk gaat, verkrijgt u een nauwkeurig resultaat. We noemen deze methode van oppervlaktebepaling planimetreren. We gaan nu van de volgende veronderstellingen uit.
Een viercilindermotor heeft een cilinderinhoud van 1600 cm^3, één enkele cilinder dus 400 cm^3 en een boring van 80 mm. De compressieverhouding bedraagt 8:1. Gewenste compressieverhouding is 9:1, die door het vlakken van de cilinderkop verkregen moet worden. Gevraagd wordt nu de hoeveelheid materiaal die van de kop afgenomen moet worden. Hiertoe moet u eerst het volume van een verbrandingsruimte berekenen die de motor op grond van de bestaande compressieverhouding heeft en daarna moet u de gewenste situatie berekenen. Dit kan heel eenvoudig met de reeds eerder vermelde formule:

$$\varepsilon = \frac{V_s + V_c}{V_c}$$

Deze formule kan men ook omdraaien; de gewenste verbrandingsruimte-inhoud V_c wordt dan als volgt berekend:

$$V_c = \frac{V_s}{\varepsilon - 1}$$

V_s betekent natuurlijk de inhoud van de enkele cilinder en ε de compressieverhouding.
Voor ons voorbeeld met 400 cm^3 cilinderinhoud en een compressieverhouding van 8:1 verkrijgen we als verbrandingsruimtevolume

$$V_c = \frac{400}{7} = 57 \text{ cm}^3$$

Als een compressieverhouding van 9:1 bereikt moet worden, dient het volume van de verbrandingsruimte

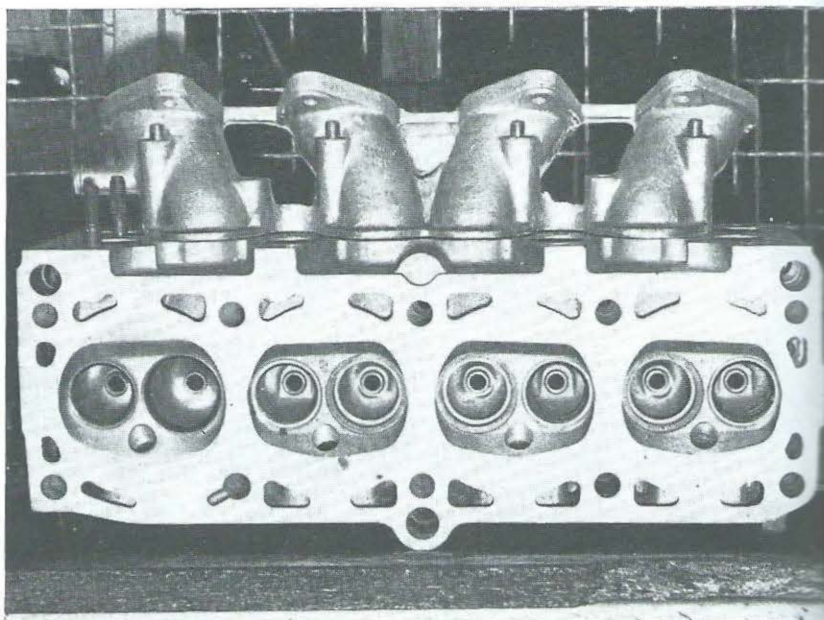
$$V_c = \frac{400}{8} = 50 \text{ cm}^3$$

te bedragen en moet dus met ongeveer 7 cm^3 worden gereduceerd. We nemen verder aan dat de motor een komvormige

verbrandingsruimte heeft, waarvan de oppervlakte ongeveer 35 cm^2 bedraagt, hetgeen we hebben gevonden door planimetreren met millimeterpapier. Om nu het volume te berekenen, waarmee de verbrandingsruimte door het vlakken van de cilinderkop wordt gereduceerd, vermenigvuldigt u de oppervlakte van de verbrandingsruimte met de waarde waarmee de kop gevlakt moet worden. In ons geval dient 2 millimeter afgenomen te worden om op een compressieverhouding van 9:1 te komen, omdat 35 cm^2 maal 0,2 cm (= 2 mm) precies de 7 cm^3 is, waarmee de verbrandingsruimte moet worden gereduceerd.

Het kan zijn dat de berekening in veel gevallen niet zo mooi uitkomt. Dat is echter niet zo erg, omdat de compressieverhouding niet echt precies 9:1 hoeft te zijn; deze mag een decimaal hoger of lager uitvallen. Aan de andere kant hoeft de hoeveelheid materiaal die van de cilinderkop wordt afgenomen niet altijd een volle millimeter te zijn, maar kan ook in decimalen worden bepaald. In het geval de bovengenoemde motor in plaats van een komvormige een halfbolvormige verbrandingsruimte heeft (van onderen cirkelvormig), ziet de berekening er als volgt uit. Men kan de cirkeloppervlakte met de formule

$$\pi \cdot \frac{D^2}{4}$$



Afb. 13.29. Deze verbrandingsruimten, zoals bij de VW-motor type 827, kunnen goed bewerkt worden. Let op de linker bewerkte verbrandingsruimte en de ook al vergrote kanalen en bewerkte klepzittingen.

berekenen of, wat moeizamer gaat, eveneens planimetreren. In beide gevallen moet er een oppervlakte van ongeveer 50 cm^2 uitkomen. Bij de halfbolvormige verbrandingsruimte zal een vlakken van de cilinderkop met slechts 1,4 mm al voldoende zijn om 50 cm^3 minder verbrandingsruimte te krijgen.
Natuurlijk wordt met deze berekening bij benadering een waarde gegeven met betrekking tot het uiteindelijke volume van de verbrandingsruimte. Bij seriemotoren - dus vanaf fabriek - kunnen de verbrandingsruimten al verschillende volumes te zien geven. Dit kan tot ongeveer 3 cm^3 bedragen. Deze tolerantie blijft er ook na bewerking in zitten en heeft relatief meer invloed op de compressieverhouding bij kleinere verbrandingsruimten. Na het vlakken van de cilinderkop moet dan ook de inhoud van de verbrandingsruimte worden gecontroleerd. Dit gebeurt in het algemeen door uitliteren.

13.16 Uitliteren, het meten van de inhoud van de verbrandingsruimte

Omdat de vorm van de zuigerbodem (dakzuiger, gewelfde zuiger, komzuiger enz.) als onderste begrenzing van de verbrandingsruimte de daadwerkelijke inhoud bij verbranding mede bepaalt, kan het voor de compressieverhouding maatgevende volume alleen door uitliteren gemeten worden. Hiertoe worden de kleppen en de bougies gemonteerd en de cilinderkop met het pasvlak naar

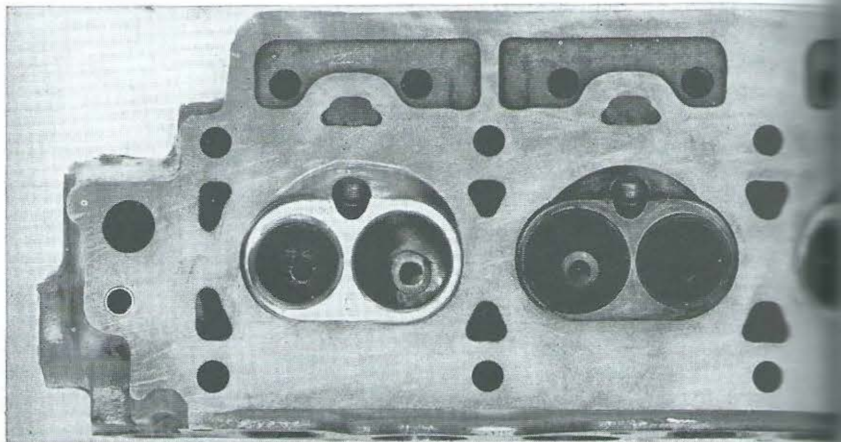


Afb. 13.30. Om het volume van een nabewerkte verbrandingsruimte te kunnen vaststellen, kan men een plexiglazen plaatje met een gaatje op de verbrandingsruimte leggen (voor details zie tekst). Met een meetglas kan men er vloeistof in laten lopen. Alle verbrandingsruimten moeten hetzelfde volume hebben. Op deze wijze kan men echter niet de werkelijke compressieverhouding vaststellen.

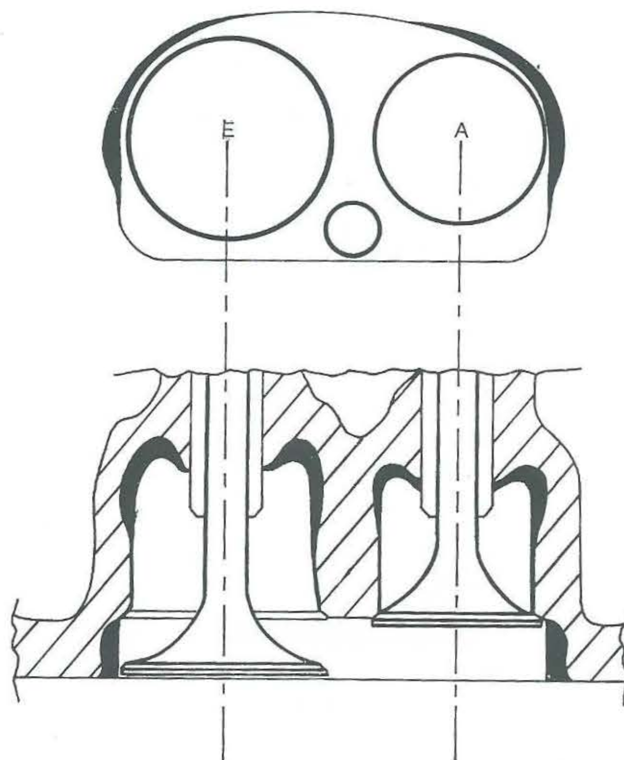
boven gelegd. U smeert de omtrek van de te meten verbrandingsruimte licht in met vet en legt er een plexiglazen plaatje (ongeveer 6 mm dik) op, waarin in het midden een gaatje is geboord. Vervolgens vult u een meetglas met vloeistof - petroleum, benzine, dunne olie of desnoods water - en laat dit door het gaatje in het plexiglas in de verbrandingsruimte lopen. Let erop dat er geen luchtbellen ontstaan en dat het plaatje vlak blijft liggen. De hoeveelheid vloeistof die in de verbrandingsruimte is gelopen, kunt u van het meetglas aflezen. Als de verbrandingsruimten zo een gelijk volume vertonen, is dat een ideale situatie.

13.17 De verbrandingsruimten dienen een gelijk volume te hebben

Zoals in paragraaf 13.16 is aangegeven, kunt u dus controleren of de verbrandingsruimten qua inhoud gelijk zijn.
Na het vlakken van de cilinderkop moet u dit ook weer doen. Daarna kan worden overwogen of de verbrandingsruimten door frezen, het verwijderen van nissen en scherpe kanten, wat vorm betreft verbeterd kunnen worden. Daarbij moet men uitgaan van de verbrandingsruimte met het grootste volume. Deze wordt naar behoefte bewerkt. Bij cilinderkoppen die naderhand van grotere inlaatkleppen zijn voorzien of waarvan de kleppen dicht langs de cilinderwand lopen, dient men zo mogelijk aan de zijde van de cilinderwand enige ruimte te creëren om de stroming niet te hinderen.
Als de verbrandingsruimte met het grootste volume alle nodige bewerkingen heeft ondergaan, dient het oppervlak glad gemaakt



Afb. 13.31. Duidelijk zijn hier de bewerkte en de onbewerkte verbrandingsruimten te zien (Volvo)



Afb. 13.32. Om de door de klepsteel en de klepgeleider veroorzaakte vernauwingen wat groter te maken, dienen ze op de aangegeven plaatsen te worden uitgefreesd. Ook om de geopende klep moeten eventuele vernauwingen worden verwijderd, omdat ze anders de gasstroming aanzienlijk zullen verstoren.

te worden en kan weer worden uitgeliterd. De overige verbrandingsruimten worden net zo behandeld en door meer of minder te frezen op hetzelfde volume gebracht. Natuurlijk kunnen de verbrandingsruimten daarna gepolijst worden. Dit voorkomt op den duur echter niet dat er zich verbrandingsresten op afzetten.

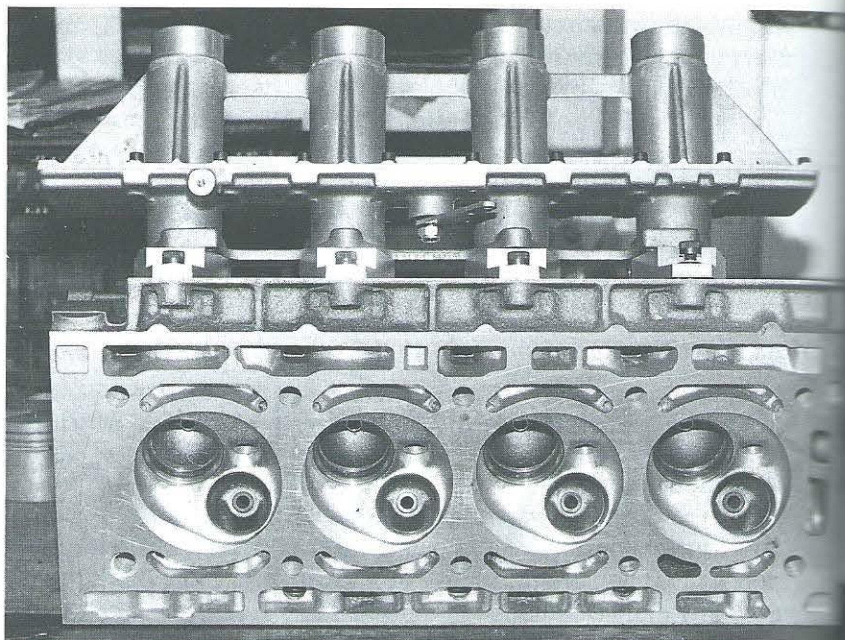
13.18 Afstand bewaren

Bij de montage van de cilinderkop moet u erop letten dat in het bijzonder bij convexe zuigers (gewelfde of dakzuigers), maar ook bij zuigers met een vlakke bodem, deze de cilinderkop niet te dicht naderen of zelfs raken. Die mogelijkheid kan men niet geheel uitsluiten.

Zo moet u controleren of de zuiger in het bovenste dode punt ver genoeg van de eventuele squish-rand blijft - ongeveer 0,6 tot 1 mm - hetgeen men met kneedmassa kan vaststellen.

Ook moet u erop letten of eventueel de kleppen de zuiger kunnen raken. Dit kan ook weer met kneedmassa; de veilige afstand moet nu ten minste 1 tot 2 mm bedragen. Indien nodig kunt u de

Afb. 13.33. De foto toont vier gelijkmatig en pijnlijk precies bewerkte verbrandingsruimten van een Formule 3-motor (Renault) met een zeer hoge compressieverhouding (11:1). Verdere kenmerken: absoluut rechte aanzuigbuizen en gasschuiven.



desbetreffende delen, de squish-rand in de cilinderkop of in het laatste geval de zuigers, nog bewerken. In de zuigers kunnen dan uitsparingen worden gemaakt of - als deze er al waren - kunnen de zuigers worden uitgediept.

14 B
V

14.1 Inleid

14.2 De ma

14 Bewerkingen aan krukas, vliegwiel en zuigers

14.1 Inleiding

Tot het drijfwerk rekenen we in het algemeen de krukas, de drijfstangen en de bijbehorende lagers. Het uitbouwen en demonteren van deze onderdelen is in de regel alleen bij uitgebouwde motor mogelijk. Er moet dus heel wat werk verricht worden. Omdat men bij deze gelegenheid ook genoodzaakt is de zuigers (en vaak ook de cilinders) en het vliegwiel mét de koppeling te demonteren, hebben we de bewerking van zuigers en vliegwiel ook in dit hoofdstuk opgenomen. Het doel van het bewerken van het vliegwiel, drijfstangen, zuigers en krukas is een vermindering van de heen-en-weergaande (oscillerende) en roterende massa. Deze gewichtsvermindering is zo belangrijk, omdat een getunede motor meestal met hoge toeren draait en bovendien ook snel naar een hoog toerental moet kunnen komen.

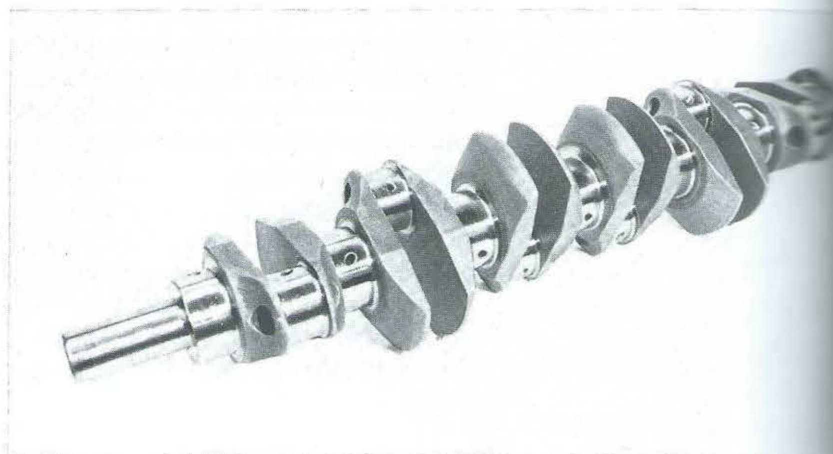
14.2 De massa reduceren

Tot de oscillerende massa van het drijfwerk rekent men zuigers, zuigerpennen en een deel van de drijfstangmassa. De oscillerende massa van een drijfstang bedraagt ongeveer 25 tot 30 procent van de totale drijfstangmassa. De gewichtsvermindering van zuigers, zuigerpennen en drijfstang betekent dus, dat men bij hoge toerentallen de ongeliefde massakrachten reduceert, wat ook een vermindering van wrijvingsverliezen tot gevolg heeft en een zekere vermogenswinst. Het zal duidelijk zijn dat de belasting van het drijfwerk en de lagers eveneens minder is, wat uiteindelijk de levensduur van de desbetreffende onderdelen ten goede komt. Toch zijn er ook hier, zoals bij alle bewerkingen, zekere grenzen. Dit behandelen we bij de beschrijving van de afzonderlijke onderdelen.



Afb. 14.1. Drijfwerk van een Opel V6-motor (krukhoek 54 graden); zuigers met een korte mantel en slanke lichte drijfstangen zorgen voor geringe oscillerende massakrachten. Aangesmede en bewerkte contragewichten compenseren de massakrachten en massamomenten. Elke drijfstang heeft z'n eigen tap, welke onderling om de 66 graden zijn geplaatst om een gelijk ontstekingsinterval van 120 graden te krijgen.

Tot de roterende hoofdmassa van een motor worden gerekend -afgezien van 'hulpaggregaten' - de krukas, het vliegwiel met de koppeling en de resterende 70 tot 75 procent van de drijfstangmassa. Een gewichtsvermindering van deze onderdelen heeft vooral een snel op toeren komen van de motor en rap accelereren in de lagere versnellingen tot gevolg. Het ook onder bepaalde omstandigheden kritische toerental van de krukas, dat vooral bij zescilinders problemen kan geven, wordt hierdoor beïnvloed en laat zich daardoor beter beheersen.



Afb. 14.2. Verkleinde contragewichten om een geringere roterende massa te verkrijgen en een optimaal afgestemde trillingsdemper zijn de voorwaarden voor een betrouwbare werking van een zescilinderlijnmotor voor wedstrijdgebruik (BMW)

Ook wijzen we erop dat een zorgvuldig uitbalanceren van deze onderdelen en het op gelijk gewicht brengen (drijfstangen) tot een trillingsvrije motorloop en lagere lagerbelasting bijdragen. Dit omdat seriemotoren die met een relatief laag nominaal toerental werken, vaak grote toleranties in de onbalans te zien geven, die men bij een snel draaiend getuned drijfwerk niet zonder meer mag accepteren.
Ten slotte moeten we ook de oppervlakbehandeling van de drijfwerkonderdelen niet vergeten, zoals het polijsten van drijfstangen en krukas. De behandeling geeft overigens geen of slechts een bescheiden vermogenswinst. Deze is praktisch niet meetbaar, omdat een vermindering van pompverliezen nog minder is dan de invloed van de viscositeit van de olie bij verschillende temperaturen. Toch is het geen nutteloos tijdverdrijf, omdat gepolijste onderdelen door hun gladde oppervlak een grotere weerstand tegen breuk tengevolge van kerfwerking hebben. Deze bewerking is evenwel arbeidsintensief en tijdrovend en dus alleen voor toptuning interessant.

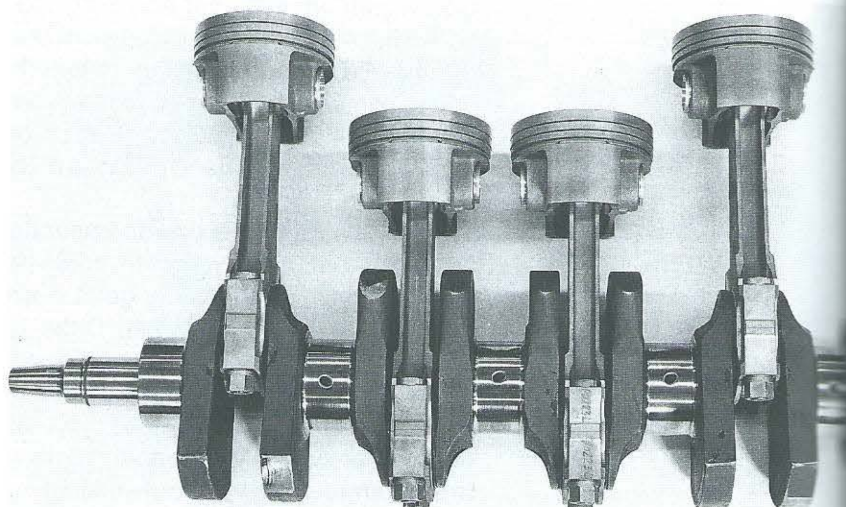
14.3 Sterk belast: de krukas

De krukas is zonder twijfel de meest veelvuldig en vaak ook de sterkst belaste component van een motor. Hij heeft tot taak de slagbewegingen van de zuiger met hulp van de drijfstang in een

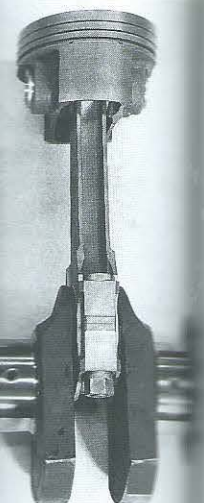


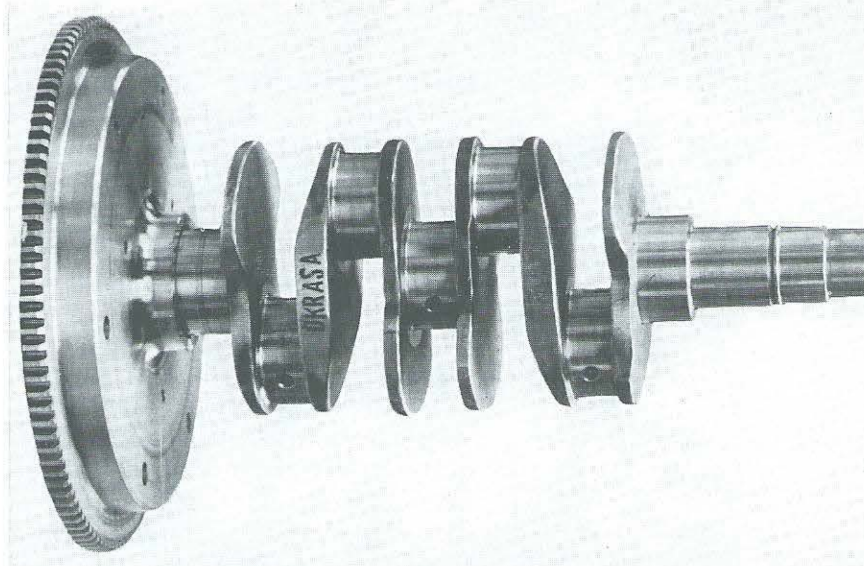
Afb. 14.3. Krukassen met een geoptimaliseerde massa worden ook in de serieproduktie toegepast. Boven de lichter gemaakte krukas (zie insnoeringen bij de hoofdlagertappen) voor de 1,8 liter-motor van VW (type 827) en onder de krukas voor de oudere 1,6 liter-motor, die ook een kortere slag heeft (80 in plaats van 86,4 mm).

Afb. 14.4. Drijfwerk van een viercilinder-racemotor (BMW F1). De krukas is vijfmaal gelagerd en heeft acht korte contragewichten ter compensatie van massakrachten en -momenten. De drijfstangen zijn van titanium.



draaiende beweging om te zetten. Daarbij treden zeer grote krachten op, die de krukas zowel op doorbuigen en op verdraaiing (torderen) belasten. Bovendien wordt de krukas ook nog door massakrachten en massamomenten belast, die het gevolg zijn van de centrifugaalkracht van de roterende massa en de krachten uitgeoefend door de heen-en-weergaande massa.
Deze belastingen stijgen niet direct (lineair) met het toerental, maar progressief. We kunnen dus concluderen dat hoe beter de massaverdeling en de balans van de krukas is, des te kleiner is de heen-en-weergaande massa (zuigers, zuigerpennen en drijfstangen) en des te minder is de te verwachten belasting van de krukas. Dus: des te beter is de krukas opgewassen tegen hoge toerentallen.
Om de massakrachten en de massamomenten zo mogelijk te compenseren, moeten we bij het ontwerp en de constructie van de krukas een aantal regels in acht nemen. Het zou overigens te ver voeren hier op het principe van de massa-compensatie in te gaan. Ten aanzien hiervan kunnen we alleen in ons achterhoofd houden dat lijnmotoren en V-motoren die veel toeren maken vaak zijn uitgerust met aangesmede tegengewichten die ter compensatie van de massakrachten dienen. Een vermindering van de roterende massa door reducering van de krukas-tegengewichten (contragewichten) is echter alleen bij wedstrijdmotoren interessant, met name met het doel de kritische rotatietrillingen van zescilinder-lijnmotoren naar een ander punt te verleggen. Dit is niet nodig bij tuning voor straatgebruik.



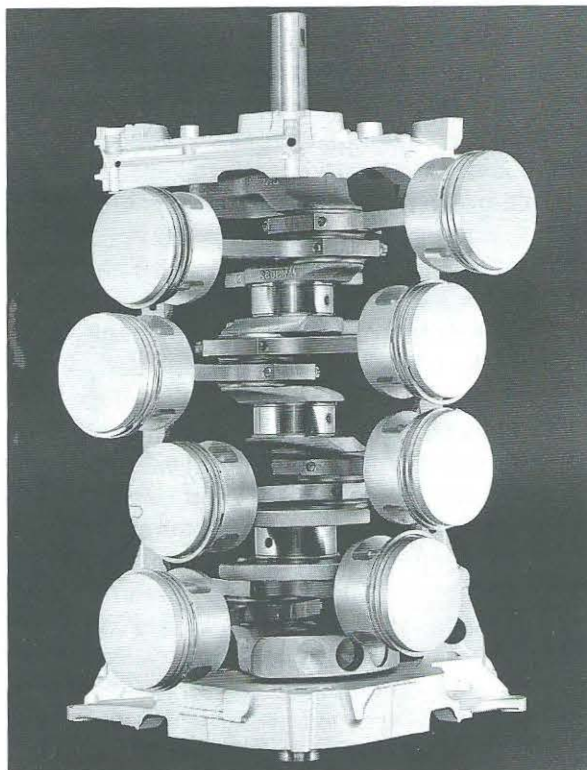


Afb. 14.5. Bijna zo oud als de VW Kever zijn ook de speciale krukassen die Oettinger voor de VW-boxermotor gebruikt. Kenmerk: aangesmede contragewichten.

Boxermotoren die met het oog op massacompensatie niet zulke hoge eisen stellen, maar ook lijnmotoren met een laag toerental, hebben meestal geen contragewichten. Het voorbeeld van de VW-boxermotor toont echter aan dat met behulp van een speciale krukas (Oettinger) met contragewichten een rustige motorloop en een geringere lagerbelasting wordt verkregen. Voorts is deze krukas beter bestand tegen hoge toerentallen. Overigens heeft men bij de meeste moderne motoren geen speciale krukas nodig, omdat de huidige krukassen ook tegemoetkomen aan de eisen die een getunede motor aan hen stelt. Met name sportieve motoren met een hoog toerental hebben van huis uit het maximale aantal contragewichten (acht bij een viercilinder-lijnmotor), zodat ook hier niet meer valt te halen.
Omgekeerd heeft het ook niet aan proeven ontbroken, waarbij bij wedstrijdmotoren met een hoog toerental bestemd voor korte afstanden (heuvelklims), vier van de acht of alle contragewichten werden verwijderd. Hierbij nam men bewust een slechtere massacompensatie en een hogere belasting van de krukas en de lagers voor lief, met het doel zo min mogelijk roterende massa te verkrijgen. In het algemeen moeten we dit proces ontraden als niet de overige massa, bij voorbeeld van zuigers en drijfstangen, ook sterk wordt gereduceerd.

14.4 Goed lagerwerk

De meeste moderne lijnmotoren hebben tussen iedere kruktap een krukashoofdlager, zodat tegenwoordig de vijfmaal gelagerde viercilindermotor, respectievelijk de zevenmaal gelagerde zescilindermotor een normaal verschijnsel zijn. Alhoewel de twee extra hoofdlagers (bij zescilinders drie) tegenover de driemaal respectievelijk viermaal gelagerde motoren, extra wrijvingsverliezen te zien geven, heeft zich deze vorm van lagerwerk in het bijzonder bij sportieve motoren met een hoog specifiek vermogen vanwege de grotere betrouwbaarheid en de rustige loop tot norm verheven. Boxer- en V-motoren hebben op grond van hun bouwwijze meestal minder hoofdlagers dan lijnmotoren; V8-motor: vijf hoofdlagers; V4-motor: drie hoofdlagers; V6-motor: vier hoofdlagers. De luchtgekoelde VW-motor is als viercilinder eigenlijk ook slechts driemaal gelagerd, maar deze heeft ook nog een hoofdlager aan de zijde van het nokkenastandwiel. Een uitzondering vormt de zescilinder Porsche-motor, die, wat bij boxermotoren vanwege de geringe cilinderafstand zelden voorkomt, tussen iedere kruktap een hoofdlager heeft en daarom zevenmaal gelagerd is.



Afb. 14.6. Drijfwerk van een BMW V8-motor. De drijfstangen van de tegenover elkaar geplaatste cilinders zitten op één kruktap. De krukas is vijfmaal gelagerd en heeft zes contragewichten ter compensatie van massakrachten en -momenten.

Afb. 14.7. De ba een prestatieger tor toont deze fo derdelen zoals k zuigers, drijfstan hoofdlagerschal zijn bestemd voo tallen tot 8000 1/

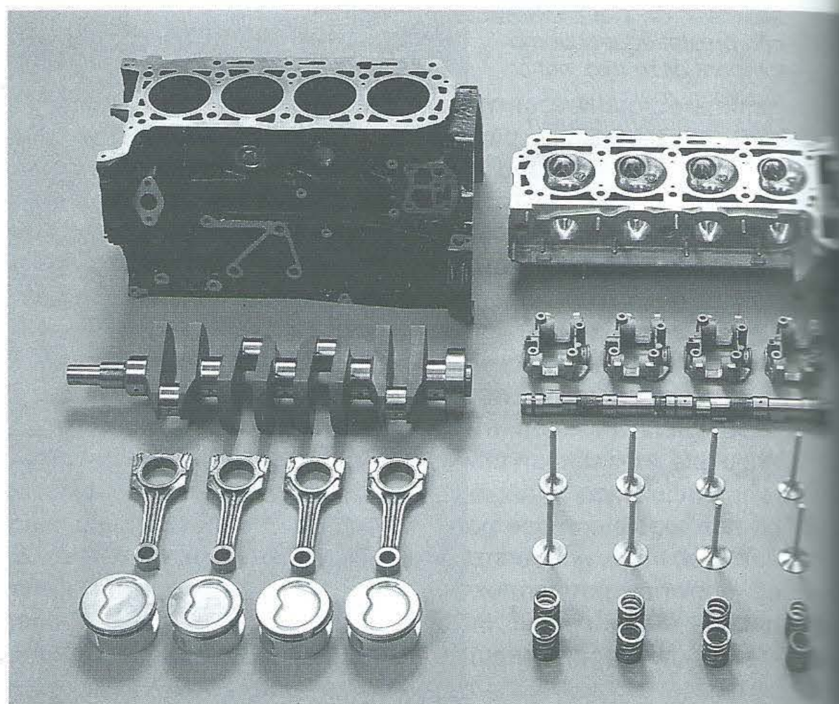
Afb. 14.7. De basis voor een prestatiegerichte motor toont deze foto met onderdelen zoals krukas, zuigers, drijfstangen en hoofdlagerschalen. Deze zijn bestemd voor toerentallen tot 8000 1/min.



Overigens kunnen motoren met minder hoofdlagers achteraf praktisch niet worden omgebouwd, omdat het aantal hoofdlagers bij het ontwerp en de constructie van de motor is vastgelegd, daardoor moeten omvangrijke wijzigingen aan het motorblok worden doorgevoerd.

In geval van tuning hoeft men er overigens niet van terug te schrikken een driemaal gelagerde viercilindermotor als basis te gebruiken. De motoren van Abarth, Fiat en de oude Opel Kadett hebben bewezen dat dit goed mogelijk is. Voorwaarde is echter een zorgvuldige balancering en een thermisch gezonde motor (olietemperatuur).

Als krukashoofdlagers worden tegenwoordig zonder uitzondering glijlagers toegepast; lagerschalen opgebouwd uit drie lagen. Het is derhalve aan te bevelen - voor het geval dit type lager nog niet is gemonteerd - hetgeen bij zeer goedkope motoren het geval kan zijn, bij tuning de mogelijkheid te bezien dit alsnog te doen. Voor de tuner is dit zonder meer interessant, omdat de krukaslagers toch vernieuwd moeten worden. Het beste is de krukas en het motorblok bij een revisiebedrijf op te laten meten en op slijtageverschijnselen te laten controleren. Dit is zonder meer bij alle motoren aan te bevelen, zeker als ze meer dan 20.000 km hebben



Afb. 14.8. Tuning-kit van Brabus voor de Mercedes 190E. Belangrijkste onderdeel is de krukas met verlengde slag, die het slagvolume op 2,6 liter brengt. Maximumvermogen: 120 kW.

gedraaid en een vermogensstijging moeten ondergaan. Bij een lagere kilometerstand zouden de lagers nog in orde moeten zijn. In veel gevallen is het voldoende alleen nieuwe lagerschalen te monteren als de kruktappen van de krukas nog niet versleten zijn. Heeft de kruktap de toelaatbare slijtagemaat overschreden, dan moet de krukas worden geslepen.
De aanschaf en montage van ruilkrukassen raden we af, omdat deze meestal een lang leven achter zich hebben, hetgeen zich onder bepaalde omstandigheden uit in materiaalmoeheid met daaraan gekoppeld breukgevaar. Een nieuwe krukas is te prefereren.

14.5 Speciale krukassen

Speciale krukassen worden in het algemeen met een grotere slag - ter verkrijging van een grotere cilinderinhoud - gebouwd. Voor de luchtgekoelde VW-motoren is een complete serie van dergelijke krukassen al decennia op de markt. De firma Oettinger heeft bij voorbeeld glijlagerkrukassen met aangebouwde contragewichten (zie afb. 14.5) met 69,5 mm, 74 mm en 78,4 mm slag in het programma. Diverse Amerikaanse firma's, zoals Scat en Bugpack, hebben zich hierin gespecialiseerd. Daarmee kan de cilin-

14.6 Bewer

Afb. 14.9. Zee voor de loope pen en de leve het exact uitba van de krukas, lijk te zamen m wiel



derinhoud, met een bijpassende boring, tot twee liter worden vergroot. Voor de luchtgekoelde VW-motor waren ooit eens rollengelagerde krukassen leverbaar met een slag tot 82 mm. Op den duur ontstonden er wel problemen, zodat deze niet meer worden gebruikt.

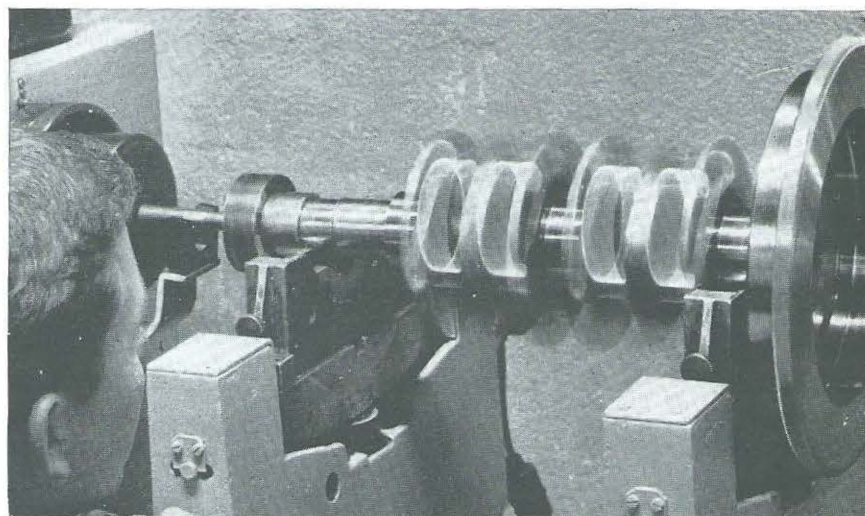
Ook voor de viercilinder-lijnmotor van de VW Golf (type 827) zijn er krukassen met een grotere slag ontwikkeld. Deze leidden ertoe, voordat de fabriek met een tweelitermotor uitkwam, dat de 827-motor met 90,5 mm - of zelfs 94,4 mm -slag tot twee liter inhoud of zelfs meer, vergroot kon worden (seriemotor: 1,6 liter: 80 mm; 1,8 liter: 86,4 mm en 2 liter: 92,8 mm slag).

Ook voor de vijfcilinder-motoren van Audi en de vier- en zescilinders van Mercedes zijn er speciale krukassen met een langere slag. De cilinderinhoudsgrenzen liggen bij een aangepaste boring over de 2,5 liter bij de Audi-vijfcilinder en bij 3,6 liter bij de Mercedes-zescilinders (boring x slag: 90 x 94,5 mm).

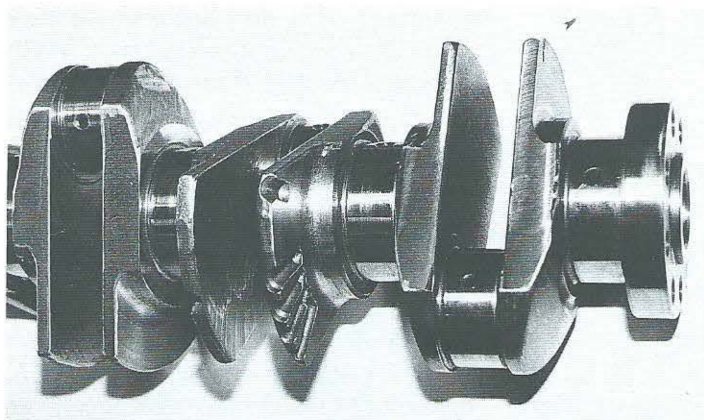
De Mercedes-viercilinder (M102) kan op basis van de tweeliter op 2,6 liter gebracht worden; de vier kleppen per cilindermotor (kortweg 16) kan zelfs worden vergroot tot over de 2,7 liter (boring x slag: 95,5 x 94,5 mm; 2708 cm^3).

14.6 Bewerking van de krukas

Als eerste en belangrijkste handeling noemen we het uitbalanceren. Dit kan het beste te zamen met het vliegwiel gebeuren. Er zijn verschillende bedrijven die over de juiste apparatuur beschikken om een krukas elektrodynamisch uit te balanceren. Overigens zijn



Afb. 14.9. Zeer belangrijk voor de loopeigenschappen en de levensduur is het exact uitbalanceren van de krukas, zo mogelijk te zamen met het vliegwiel



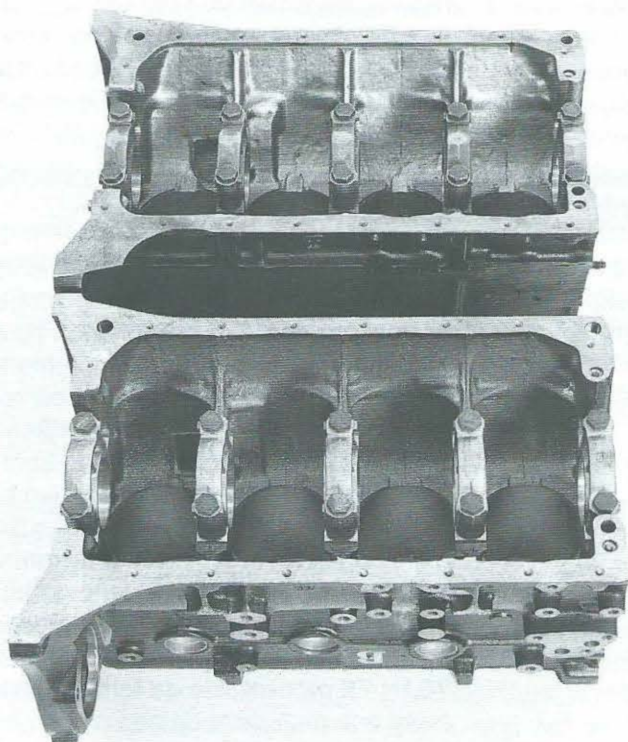
Afb. 14.10. Voor een Audi-fabrieksrally-auto werd deze krukas van een vijfcilindermotor bij de contragewichten lichter gemaakt en de oppervlakken bewerkt. Bij het derde en vierde contragewicht zijn de boringen goed te zien.

de meeste motoren af fabriek al goed uitgebalanceerd en is nabalanceren niet zonder meer nodig; wel in die gevallen waarbij de krukas bewerkt is. Als alleen het vliegwiel afgedraaid is en niets aan de krukas is gewijzigd, hoeft men in principe alleen het vliegwiel te laten balanceren. Alhoewel we er in dit geval ook de voorkeur aan geven de krukas te zamen met het vliegwiel te laten balanceren.

Verder maken we melding van een warmtebehandeling van de krukas, die als nitreren bekend staat. Hierbij wordt de nerfstructuur van het oppervlaktemateriaal gewijzigd, waardoor goede loopeigenschappen van de kruktappen en ook een langere levensduur van de krukas ontstaan. Door dit proces worden namelijk spanningen in het materiaal verminderd. Nog een positieve bijkomstigheid van het nitreren is dat de gehele krukas stijver wordt, waardoor ongewenste buigtrillingen worden gereduceerd of naar een ander punt worden verlegd, hetgeen een geringere lagerbelasting tot gevolg heeft. Ook hier merken we op dat veel krukassen van sportieve motoren al in de fabriek genitreerd zijn, zodat een nabehandeling eigenlijk overbodig is. Om dit te kunnen vaststellen, is een vraag aan de servicedienst van de fabriek of een goed motorenrevisiebedrijf al voldoende. Ook kan men daar vernemen in welke mate en met welke toleranties de krukas in de fabriek is gebalanceerd. Achteraf nitreren van de krukas kunt u via of bij motorrevisiebedrijven laten doen. Een goed genitreerd oppervlak vertoont door die behandeling een matte, lichtgrijze kleur; ook op de lagervlakken.

Een nabewerking van de lagertappen is echter in het algemeen niet noodzakelijk. U kunt ze met het fijnste polijstlinnen licht slijpen.

Als derde en laatste bewerkingsfase van de krukas noemen we het gladmaken en polijsten. Overigens is met dit werk een aan-



Afb. 14.11. In veel gevallen is het noodzakelijk de krukkast (boven in foto) te bewerken. Veelal gebeurt dit om krukassen met een langere slag wat ruimte te geven. Bij race-motoren speelt ook de gewichtsbesparing een rol.

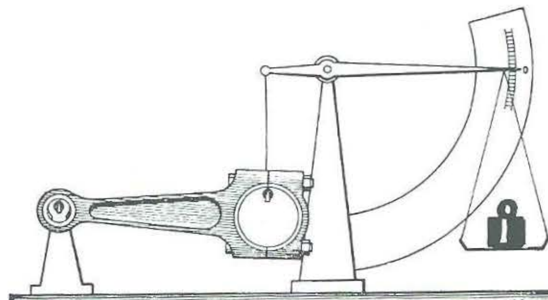
zienlijke hoeveelheid tijd, geduld en - als men het niet doet - geld gemoeid. Zoals eerder vermeld, is met deze behandeling geen extra - meetbaar - vermogen te verkrijgen, zodat men zich moet afvragen of het wel loont. Alleen uitgesproken wedstrijdmotoren komen hiervoor in aanmerking. Het is overigens wel zo dat de krukas door het polijsten -en de hierdoor verminderde kerfwerking - een langere levensduur krijgt. Ook is hieraan een reducering van de krukasmassa verbonden, die overigens in het verhouding tot de totale massa zeer gering is. Wie deze klus zelf wil uitvoeren, geven we het advies de lagertappen met tape te omwikkelen om beschadiging te voorkomen.

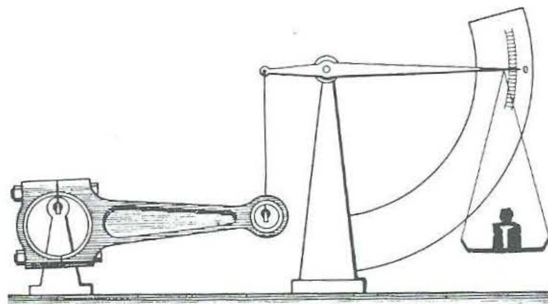
Bij het monteren van de krukas moet u erop letten dat deze vrij kan ronddraaien en ook als de lagerkappen met het juiste moment zijn aangehaald, de krukas nog licht draait. Deze moet met behulp van twee vingers aan het einde van de krukas kunnen draaien. Loopt deze stroef dan is het mogelijk dat er een lager niet goed past of dat er ergens anders nog een beschadiging is. Zonder nameten kunt u door beurtelings losdraaien van de lagerkappen constateren welk lager niet meewerkt. Deze moet dan worden nagemeten. Als er geen meetapparatuur beschikbaar is, kunt u

het nog eens met een nieuwe lagerschaal proberen. Als dit alles niet helpt, is meestal een nabewerking van de lagertap of de grondboring noodzakelijk. Vanzelfsprekend moeten de lagers voor het monteren van wat olie worden voorzien.

14.7 De drijfstangen

Normaal gesproken, is een gewichtsvermindering van de drijfstangen slechts in geringe mate mogelijk, omdat hieraan duidelijk het gevaar van een gebroken drijfstang is verbonden. Moedige mensen hebben met betrekking hiertoe al geweldige dingen gepresteerd. Het gebeurde dan ook regelmatig dat een drijfstang plotseling door het blok kwam kijken. Omdat juist een gebroken drijfstang een zeer grote schade aanricht - meestal moet het hele motorblok eraan geloven - kan men als privé-sleutelaar het beste niet te veel risico nemen. We zullen ons ertoe beperken de drijfstangen te wegen en op 0,5 gram van de massa van de lichtste drijfstang te brengen. Wie iets verder wil gaan, kan de roterende en de oscillerende delen van de drijfstang apart wegen en deze op eenzelfde massa brengen. Het roterende deel maakt ongeveer 70 tot 75 procent van de totale drijfstangmassa uit. Onze schets toont hoe men deze delen weegt.





Afb. 14.12. Zo weegt men de roterende en oscillerende delen van een drijfstang. Voor alle exemplaren dient men dezelfde massa te bereiken. Het roterende deel (boven) is meestal ongeveer driemaal zo zwaar als het oscillerende deel (heen-en-weer gaand).

Het afslijpen van de drijfstang moet op niet-dragende plaatsen gebeuren. Eventuele oneffenheden kunnen echter niet overal worden verwijderd. Bij de tegenwoordig meest toegepaste drijfstangen met een dubbel T-profiel kunt u zowel links als rechts van de T iets afvijlen. Bovendien kunt u wat materiaal van de onderste lagerkap en van de omtrek van de drijfstang afnemen.
Een oppervlakbehandeling van de drijfstang brengt met het oog op mechanische sterkte (levensduur) zeker voordelen; het loont meer dan bij de krukas. In de meeste gevallen is het echter voldoende de beide kopvlakken van het T-profiel glad te maken en te polijsten, omdat daar de kans op breken het grootst is. Als de drijfstang in z'n totaliteit lichter is gemaakt, kunt u het beste deze geheel polijsten om de gereduceerde sterkte door het verminderen van de kerfwerking te compenseren.

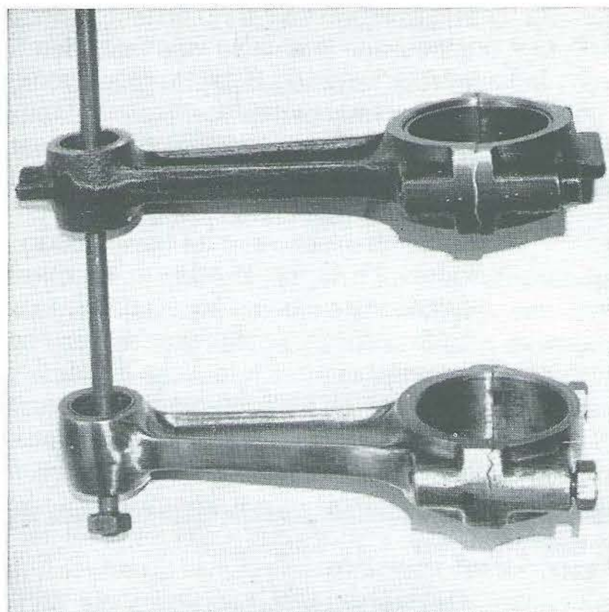
14.8 Speciale drijfstangen

Als de mechanische sterkte van de normale produktiedrijfstang niet voldoende is, bestaat in principe de mogelijkheid een speciaal gesmeed exemplaar van een kwalitatief beter materiaal te laten maken. Dit gebeurt in de matrijs van de fabrikant, wiens medewerking dan ook noodzakelijk is. De bewerking van de drijfstangen met een grote mechanische sterkte is niet eenvoudig. Deze drijfstangen kunnen op een lagere massa worden gebracht dan de seriedrijfstang van dezelfde grootte.



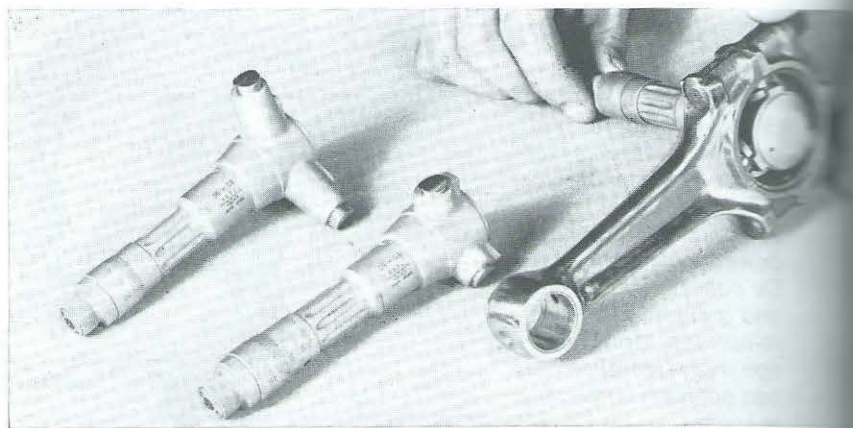
Afb. 14.13. De Opel V6-motor heeft net als de BMW V8-motor massageoptimaliseerde sintermetalen drijfstangen. De massatoleranties liggen zeer dicht bij elkaar, een bewerking is niet zinvol. De passing van het big-end gebeurt door 'fracture-splitting', op kunstmatige wijze gebroken om een optimale verbinding te krijgen.

Afb. 14.14. Lichter gemaakt en aan de oppervlakte bewerkt. De beide versterkingen aan het small-end (zuigerpenoog) en aan het big-end vielen aan de gewichtsvermindering ten prooi.



Als om welke reden dan ook de originele matrijs niet beschikbaar komt, kan het raadzaam zijn een volledig nieuwe drijfstangvorm te construeren, waarvoor men wel de nodige kennis in huis moet hebben. Men kan dan streven naar een zo groot mogelijke drijfstanglengte (afstand hart big-end tot hart zuigerpenoog). Hoe groter de effectieve drijfstanglengte is, des te geringer is de lateraalkracht van de zuiger. Deze veroorzaakt een wrijvingsbelasting. Bij wedstrijdmotoren kan een grotere drijfstanglengte eenvoudiger worden gerealiseerd; zover als de zuigerpen in de zuiger omhoog geplaatst kan worden. Dit is mogelijk omdat gesmede

14.9 Het vlieg

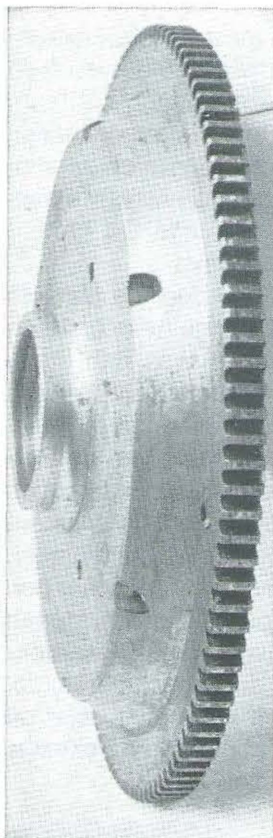


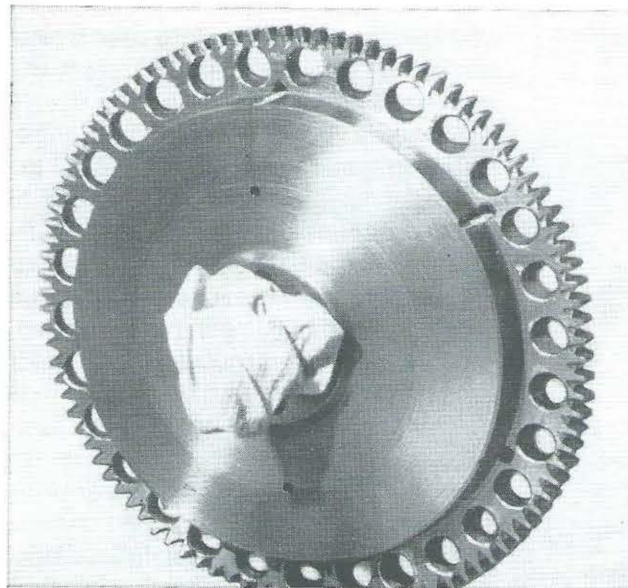
Afb. 14.15. Bij deze reeds bewerkte drijfstangen wordt bij gemonteerde lagerschalen en aangehaalde drijfstangbouten de lagermaat gemeten

wedstrijdzuigers een grotere mechanische materiaalsterkte kennen en met smallere zuigerveergroeven, smallere zuigerveren en smallere dammen (ruimte tussen de groeven) kunnen volstaan. Voorwaarde voor een grotere drijfstanglengte is in ieder geval een andere zuiger. De BMW-groep 2- en formule 2-motoren kenden bij voorbeeld een drijfstanglengte van 146 respectievelijk 148 mm, terwijl de seriemotor het moet doen met 135 mm. De grotere drijfstanglengte gaf een meetbare vermogenswinst.
Een verdere ontwikkelingsfase wordt gevormd door de titanium drijfstang. Titanium is een materiaal met een hoge treksterkte en een ongeveer 30 procent lagere specifieke massa dan staal. Omdat titanium erg duur en moeilijk te bewerken is, zijn titanium drijfstangen een geval apart. Ze worden bijna alleen in formulemotoren en exclusieve sportmotoren (bij voorbeeld van de Porsche 959) toegepast. Goed geconstrueerde stalen drijfstangen met een hoge treksterkte kunnen de massa van titanium-drijfstangen benaderen, omdat laatstgenoemde iets grotere afmetingen moeten hebben. Omdat titanium op staal geen glijeigenschappen heeft, moeten titanium-drijfstangen in principe in flenslagers lopen om vreten in de zijkant van de kruktappen te voorkomen. Daardoor gaat er lagerbreedte verloren. Men kan dus concluderen dat titanium-drijfstangen alleen moeten worden toegepast waar de motorconstructie dat toelaat. De aanzienlijk minder dure trekvaste stalen drijfstangen zijn echter een betere oplossing.

14.9 Het vliegwiel

Gewoonlijk is het vliegwiel bij serieproduktiemotoren aan het einde van de krukas gemonteerd. Met behulp van de koppeling die aan het vliegwiel is bevestigd, wordt het motorkoppel op de versnellingsbak overgedragen. Buiten de functie als koppelingsdrager heeft het vliegwiel, zoals men uit de naam kan afleiden, nog andere taken. Hij moet namelijk de periodiek werkzame krachtimpulsen van de afzonderlijke cilinders opslaan en daarmee zorgen voor een mogelijk ronde en gelijkmatige motorloop. Dit verklaart ook het feit dat de vliegwielen van eencilindermotoren wegens de verminderde krachtimpulsen in verhouding ruimer bemeten zijn dan vliegwielen van motoren met meer cilinders. Een eencilindermotor kent slechts per twee omwentelingen een arbeidsslag, bij een viercilinder zijn het al twee arbeidsslagen per omwenteling en bij twaalfcilinders zijn het zelfs zes arbeidsslagen per omwenteling. Andersom geredeneerd, behoort het vliegwiel ook tot de roterende massa van de motor die bij het verhogen van het toerental (gasgeven) op gang gebracht moet worden. Een te grote





Afb. 14.16. Met een gewichtsvermindering van het vliegwiel kan men heel wat kilo's winnen. Hierdoor komt de motor sneller op toeren en ook de acceleratie in de lagere versnellingen is groter. De boringen bij de starterkrans geven ook nog een gewichtsbesparing.

vliegwielmassa werkt dan ook remmend op een spontaan op toeren komen van de motor. Dit leidt ertoe dat bij wedstrijdmotoren, die zonder meer uitsluitend in een hoog toerengebied lopen, het vliegwiel zo licht wordt gemaakt of licht wordt ontworpen, dat men werkelijk van een koppelingsdrager kan spreken.
Voor een getunede serieproduktiemotor, waarmee de auto ook op de openbare weg moet worden voortbewogen, moeten we - gelet op stationair toerental en toch een zekere souplesse - naar een compromis zoeken. In bijna alle gevallen kan een vliegwiel tussen de 20 en 30 procent van de oorspronkelijke massa verliezen, zonder dat de motorloop storend wordt beïnvloed. In veel gevallen is er nog een grotere reducering van de massa mogelijk, maar dan zal men de juiste afmetingen moeten opnemen, op tekening vastleggen en dan bepalen op welke plaatsen het beste materiaal kan worden afgehaald. Een uitzondering vormt het gegoten vlieg-

wiel, waar materiaal verwijderd kan worden zonder dat het aan sterkte inboet.

In het algemeen is om het vliegwiel de starterkrans gekrompen. Bij motoren die niet al te vaak gestart hoeven te worden en die hoofdzakelijk in wedstrijden of voor lange afstanden worden gebruikt, kunt u de starterkrans ook smal laten afdraaien; de luchtweerstand van dit onderdeel dat op krukassnelheid meedraait, wordt dan minder. Als minimumbreedte kunt u - afhankelijk van de motorgrootte - tussen de 6 en 9 mm aanhouden. Een derde van de oorspronkelijke breedte kunt u zonder meer - zonder risico - laten afdraaien.

Het lichter maken van het vliegwiel gebeurt in de regel ook door afdraaien. Als op die manier niet genoeg materiaal verwijderd kan worden, kan het vliegwiel op neutrale plaatsen doorboord worden. Als men na het opmeten van het vliegwiel weet waar er afgedraaid moet worden, kan men, door planimetreren op millimeterpapier en met inachtneming van de gemiddelde diameter en de soortelijke massa van het materiaal, ongeveer berekenen wat de massavermindering zal worden. Echt nodig is dit niet, omdat het vliegwiel na elke bewerkingsfase even gewogen kan worden. Het glad maken/polijsten van het vliegwieloppervlak is met het oog op luchtstromingsverliezen niet echt nodig, maar schaden doet het ook niet. Zoals uit voorgaande paragrafen bleek, is het uitbalanceren van het vliegwiel na iedere bewerking onvermijdelijk.

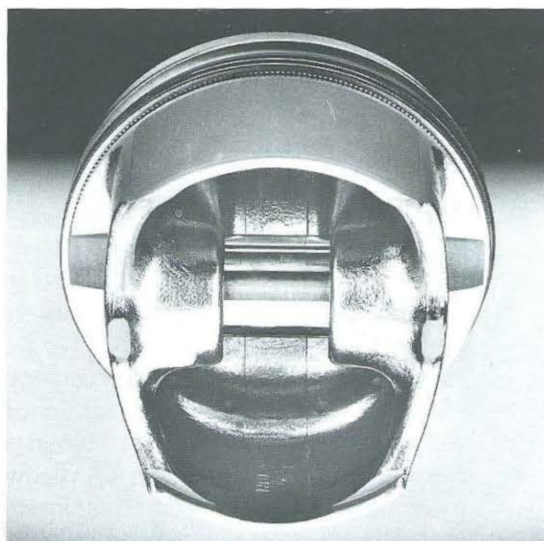
Bij de bewerking van het vliegwiel moet u erop letten dat de beitel niet te veel voeding wordt gegeven, omdat er anders te veel warmte wordt ingebracht; het onderdeel zou kunnen vervormen. Zou dit toch gebeuren, dan kan het koppelingsvlak weer vlak geslepen worden. Een controle op slag (slingering) en vlakheid is zonder meer aan te bevelen. Bij een te sterke slingering moet men een ander vliegwiel nemen; de maximale toleranties zijn in het werkplaatshandboek te vinden.

Bij deze gelegenheid maken we u erop attent dat voor sportdoeleinden ook lichtere koppelingsplaten en drukgroepen leverbaar zijn, die eveneens bijdragen aan een vermindering van de roterende massa.

14.10 Zuigers

De zuigers van moderne, sneldraaiende automotoren zijn wat constructie en ontwerp betreft niet zo eenvoudig als ze bij een oppervlakkige beschouwing lijken. Het voert buiten het kader van dit boek, de vaak gecompliceerde bouw tot in details te beschrijven. Wie zich uitgebreid wil laten informeren, kan dit met behulp

Afb. 14.17. Onderzijde van een zeer licht gehouden zuiger (Mercedes 2,0 en 2,2 liter-vierklepper). Smalle zuigerveren en de ruimten daartussen besparen gewicht en hoogte.



van een zuigerhandboek doen zoals die door de firma's Mahle (Stuttgart) en Kolben Schmidt (KS, Neckarsulm) worden uitgegeven.

De zuiger is, net als de krukas, een sterk belast motoronderdeel en zal bij een eventuele overbelasting zonder meer de dienstverlening staken. Hij is namelijk niet alleen aan hoge druk- en acceleratiekrachten blootgesteld, maar wrijft ook met de zuigermantel langs de cilinderwand. Bovendien wordt de bovenzijde (zuigerbodem) met de hoogste temperaturen geconfronteerd. Het is dus geen wonder dat er bij extreme belasting schades ontstaan, die zich in het algemeen openbaren als vastlopers en (zuiger-)vreters. Ook verbrande zuigerbodems zijn - alhoewel men ze nog zelden aantreft - een gevolg van een te hoge thermische belasting of detonatie.

Overigens zijn zuigerschades door het bewerken van de zuigers nauwelijks te vermijden. Hier geldt in eerste instantie dat de oorzaak van deze schades door thermische overbelasting door middel van goede koeling en smering en een verstandige rijwijze voorkomen kan worden. Een verdergaande verbetering van de thermische belastbaarheid kan worden bereikt door toepassing van speciale, gesmede zuigers, die vanuit dit oogpunt zwaarder belast kunnen worden dan de seriezuigers, die meestal gegoten zijn.

U hoeft overigens een bepaalde vorm van bewerking van de seriezuiger niet uit de weg te gaan. Deze kan bij de meeste fabrikaten tot doel hebben verschillen in massa te nivelleren. Dit omdat de zuigers met zuigerveren en zuigerpennen het grootste

deel van de oscillerende massa vormen. Bij zeer hoge zuigeracceleraties (wat onderdeel is van de zuigersnelheid en daarmee gerelateerd aan het toerental en de slag van de desbetreffende motor) kan dit op onaangename wijze naar voren komen.
Op grond van het principe dat de oscillerende massa zo gering mogelijk moet worden gehouden, verdient het in dit kader aanbeveling zoveel mogelijk massa van de zuiger te halen. Bij de verschillende motortypes zijn ook hier weer verschillen te bespeuren. Veel zuigers kunnen een niet onaanzienlijke vermindering van de massa verdragen, terwijl het bij andere zuigers de grootste moeite kost ook maar een grammetje eraf te krijgen, teneinde ze allemaal op de massa van het lichtste exemplaar te krijgen. Ook in dit geval kunnen we een methode aanbevelen om uit te zoeken hoe bij een bepaald type zuiger nog materiaal 'afgeschaafd' kan worden. Men zoekt een zuiger van het te monteren type en van dezelfde fabrikant en zaagt deze van boven naar onderen door.

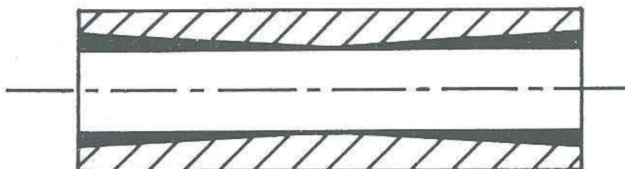
14.11 Uitwegen en massa verminderen

Ten aanzien van de aanpak zijn er twee mogelijkheden. Men zoekt de lichtste zuiger uit en brengt de overige op deze massa of men zoekt de lichtste zuiger uit, probeert hier massa af te krijgen en brengt dan de overige op die massa; bij voorkeur op een halve gram. In ieder geval dienen de zuigers altijd samen met de zuigerpennen en de zuigerveren gewogen te worden, om de eventuele verschillen in massa van laatstgenoemde onderdelen te compenseren. De overtollige massa van de zuigers wordt met een buigzame as en een kogelfrees uit het binnenste van de zuiger gehaald. Ook van de niet-dragende flanken van de zuiger kan men materiaal verwijderen, hetgeen met de frees maar ook vaak met een vijl kan gebeuren. Bij alle bewerkingen aan de zuiger dient men erop te letten dat deze niet vastgeklemd wordt - bij voorbeeld in een bankschroef - omdat de lichtmetalen legeringen waaruit de zuiger bestaat, heel eenvoudig en dus ook snel vervormen. Beschadigingen op de loopvlakken zijn uit den boze en moeten - als ze onverhoopt toch ontstaan - zorgvuldig bewerkt en glad gemaakt worden.
In veel gevallen is het noodzakelijk naderhand nog uitsparingen te maken of de reeds aanwezige uitsparingen te verdiepen om openstaande kleppen de ruimte te geven. Dit doet zich voor als de kleplift zodanig vergroot is dat de kans bestaat dat de kleppen tegen de niet-bewerkte zuiger tikken of dat ze gevaarlijk dichtbij komen. Een veilige afstand van ten minste 1 tot 2 mm tussen zuiger en geopende klep is aan te raden. Deze afstand kan men

Afb. 14.18. In de Ferrari Formule 1-motor werken extreem lichte zuigers (292 gram) die alleen drukopnemende vlakken kennen. Verdere details: zeer smalle zuigerveren en kleine afstand tussen bovenste zuigerveer en zuigerbodem. Vanwege de hoge compressieverhouding en de relatief grote kleplift is de zuiger sterk ingefreesd.



met behulp van kneedmassa bepalen. Vóór montage van de motor een bepaalde hoeveelheid op de klep aanbrengen, kop los op het blok leggen en dan de motor met de hand voorzichtig een keer ronddraaien. Uit de samengedrukte kneedmassa kunt u de afstand herleiden. Vaak is het noodzakelijk dat als de cilinderkop en de verbrandingruimte veranderd zijn, dat de zuiger op die plaatsen (aangepast) bewerkt wordt waar het gevaar bestaat dat deze de wand van de verbrandingsruimte raakt. Er moet dan worden opgelet dat iedere zuiger dezelfde bewerking ondergaat. Ook de zuigerpen kan een gewichtsreducerende bewerking ondergaan. Dit gebeurt aan de binnenzijde. Cilindrische zuigerpennen worden (zie tekening) van binnenuit op conische wijze wijder gemaakt. Zuigerpennen die van huis uit al conisch gevormd zijn - in geringe mate -kunnen die bewerking ook ondergaan. Op deze manier kan men nog enkele grammen winst maken, hoewel het niet eenvoudig is. Zou na de bewerking de zuigerpen toch te zwak

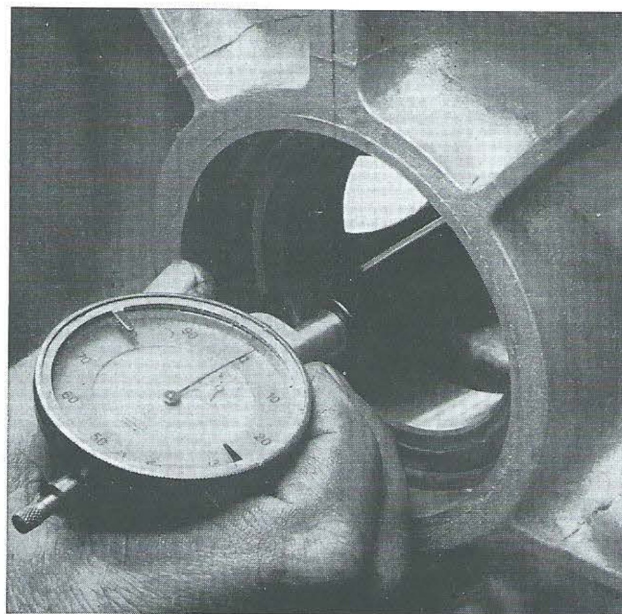


Afb. 14.19. Door conisch uitdraaien c.q. frezen, wat niet echt eenvoudig is, kan de zuigerpen lichter worden gemaakt

blijken te zijn, dan zien we dat aan de uitgeslagen zuigerpenuiteinden. In de praktijk blijken de zuigerpennen toch voldoende sterk te zijn, zodat men op dit punt niet echt hoeft te twijfelen. Eventueel kunt u de zuigerpennen na de bewerking nog laten nitreren in het geval dat dit niet door de fabrikant is gebeurd.

14.12 Wrijving kost vermogen

Met name bij hogere zuigersnelheden, die gepaard gaan met hoge toerentallen en een lange slag, stijgen de wrijvingsverliezen meer dan evenredig. Deze stijging wordt in eerste instantie door de wrijving van de zuiger langs de cilinderwand veroorzaakt. De zuigerveren hebben hierin een groot aandeel, omdat hun taak de afdichting is. Hierdoor liggen ze strak tegen de cilinderwand, waardoor de wrijving wordt verhoogd. In het algemeen maken we onderscheid tussen de de compressieveer en de olieschraapveer. In het algemeen heeft de zuiger drie zuigerveren. Bij consequente doorvoering van het principe dat de wrijvingsverliezen zo laag mogelijk moeten worden gehouden, lijkt het doelmatig om bij getunede motoren de wrijvingsverliezen veroorzaakt door de zuigerveren te reduceren. De meest elegante oplossing is natuurlijk het toepassen van speciale zuigers met smalle zuigerveren. Ook het verwijderen van de bovenste compressieveer geeft minder wrijvingsverliezen. Bij lage toerentallen ontstaan er dan compres-

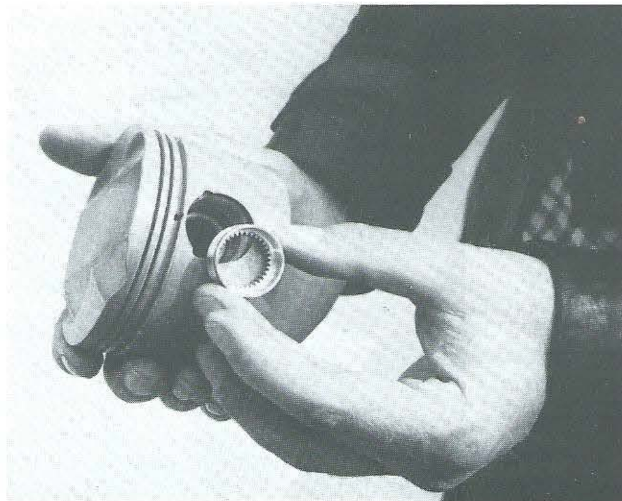


Afb. 14.20. De controle van de hoofdlagers voor wat betreft maatvoering en speling, is vooral bij motoren belangrijk die lang gebruikt zijn. Maar ook bij nieuwe motoren is dit aan te bevelen, omdat een te krappe speling vermogen kost en oververhitting tot gevolg heeft.

sieverliezen. Het verwijderen van de olieschraapveer is ook niet aan te bevelen, omdat het olieverbruik ontoelaatbaar zal stijgen. Ten slotte wijzen we u op de mogelijkheid het loopvlak van de zuigerveren af te draaien; hierdoor worden ze smaller. Ook een vermindering van de voorspanning van de zuigerveren - door ze te verwarmen - geeft een lagere wrijving.

14.13 Cilinders en zuigerspeling

Om de zuiger in staat te stellen in de cilinder te bewegen, moet laatstgenoemde iets groter zijn dan de zuiger. De speling dient zo gering mogelijk te zijn om extra geluid en het kantelen van de zuiger te voorkomen. Een kleine zuigerspeling vereist echter een zeer zorgvuldige en lange inloopperiode, omdat het gevaar van een vastloper bij een kleine zuigerspeling groter is. Omdat de zuigerspeling ook afhankelijk is van de temperatuur, moet u van tevoren bij montage een zekere speling hanteren.
De montagespeling bedraagt gewoonlijk enige honderdsten van een millimeter en wordt door de fabrikant exact voorgeschreven. Bij luchtgekoelde motoren is de zuigerspeling meestal iets groter dan bij vloeistofgekoelde motoren. Als u dus een set zuigers aanschaft, is daarvoor een bepaalde speling voorgeschreven welke men bij montage dient te hanteren. Deze kan men terugvinden in de werkplaatshandboeken, het Autotechnisch Handboek of een Vraagbaak (uitgaven van Kluwer). Ook een motorrevisiebedrijf kan u daarbij behulpzaam zijn.



Afb. 14.21. Race-zuigers voor motoren die zeer hoge toerentallen draaien, hebben een speciale vorm van zuigerpenbevestiging nodig. Normale borgveren lopen bij toerentallen van over de 10.000 1/min los.

Bij getunede motoren die voor competitiedoeleinden gebruikt gaan worden, verdient het aanbeveling de zuigerspeling iets groter te kiezen; ongeveer 0,01 tot 0,02 mm. Enerzijds wordt hierdoor de kans op vastlopen verminderd en anderzijds reduceert men de wrijvingsverliezen. De motor zal iets meer geluid maken, maar voor de rest zijn er geen nadelen aan verbonden. Hiervoor zullen de cilinderboringen iets groter gemaakt moeten worden. Dit opboren kan door een motorrevisiebedrijf worden gedaan. Als bij voorbeeld de nominale maat van de cilinderboring 83 mm bedraagt en de werkelijke boring 83,01 mm is, de zuiger bij een speling van 0,04 mm een diameter van 82,97 mm heeft, kan de cilinder tot 83,02 of zelfs tot 83,03 mm opgeboord worden. Ook wijzen wij erop dat bij de serieproduktie toleranties worden gehanteerd die onvermijdelijk tot van de nominale maat afwijkende werkelijke maten of afmetingen leiden. Dit is meestal op de zuiger aangegeven. Zo zijn er voor de bovenvermelde nominale maat cilinders met een diameter van 82,99 mm, 83,00 mm en 83,01 mm en bijbehorende zuigers met een diameter van 82,95 mm, 82,96 mm en 82,97 mm. U kunt dus in veel gevallen zonder opboren, maar door combineren van zuiger- en cilindermaten, de gewenste grotere speling krijgen.

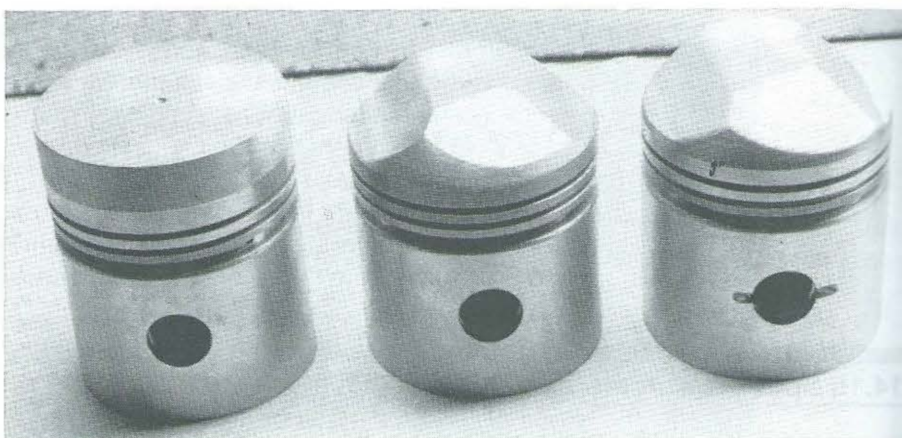
14.14 Het toepassen van een overmaat

We vermelden nog een mogelijkheid tot het verkrijgen van een geringe vermogenswinst waarvan toch vaak gebruik wordt gemaakt. Voor verschillende motortypen zijn er ten behoeve van revisie zuigers leverbaar met een overmaat oplopend met 0,5 mm. We krijgen dus als er zuigers in de tweede overmaat worden gemonteerd - in een daaraan aangepaste cilinderboring - een geringe vergroting van het slagvolume. Bij veel motoren zijn nog grotere overmaten mogelijk, zodat op deze manier al enige kubieke centimeters extra vrijkomen. Ook al is de winst in slagvolume niet erg groot en vaak niet groter dan 50 cm^3, toch willen wij u deze mogelijkheid niet onthouden, zeker als u aan een motorrevisie toe bent. De som van een aantal schijnbaar kleine zaken leidt uiteindelijk toch tot een aanzienlijke vermogenswinst.

14.15 Speciale zuigers

In het begin van dit hoofdstuk werd er al melding gemaakt dat met behulp van speciale zuigers in elk opzicht betere resultaten behaald kunnen worden. Daarvan maakt men in de toerwagen-ra-

cerij graag gebruik. Men treft daar ook praktisch geen auto aan met standaardzuigers. Tenzij het reglement dit verbiedt. De voordelen liggen voor de hand.
Het zuigerprofiel (zuigerbodem) kan geheel aan de eigen eisen worden aangepast, waarbij ter verhoging van de compressieverhouding, de verbrandingsruimte ook niet hoeft te worden gewijzigd. In veel gevallen is dat ook een voordeel. Bovendien kan men bij het ontwerp van de zuiger met latere toepassingsgebieden rekening houden. Overigens kent de aanschaf van speciale zuigers niet alleen voordelen. Als belangrijkste nadeel noemen we de hoge prijs. Speciale zuigers kunt u met exacte vermelding van het motortype, de boring en de gewenste zuigerbodemvorm bij de firma Mahle, Kolben Schmidt of Cosworth bestellen. In geval van een motorrevisie kunt u bij zulke zuigers op problemen stuiten, omdat een overmaat meestal niet leverbaar is of dat een complete set moet worden aangeschaft.
Ten slotte willen we u erop wijzen dat gesmede zuigers - bij gelijkblijvende afmetingen - meestal zwaarder zijn dan de gegoten serie-exemplaren. Speciale zuigers kunt u ook zonder bodemprofiel bestellen, waarbij het dan mogelijk is deze zelf aan te brengen. Of liever gezegd, te vormen uit de extra hoge bodem. Met deze opsomming van nadelen willen we u de aanschaf van speciale zuigers niet afraden, maar u kunt zelf beslissen of de toepassing lonend is. Als tuning-bedrijven speciale zuigers aanbieden, zijn deze meestal in kleine series geproduceerd en daardoor goedkoper dan de speciaal aangemaakte enkele exemplaren. Van een dergelijk aanbod kan men dus ook gebruik maken. Ook zuigers



Afb. 14.22. Uit cilindrische smeedzuigers (zonder bodemprofiel) ontstaat door frezen een bodemprofiel dat aan de verbrandingsruimte is aangepast

een auto aan
edt. De voor-

eigen eisen
mpressiever-
vorden gewij-
dien kan men
ngsgebieden
speciale zui-
noemen we
rmelding van
mvorm bij de
In geval van
emen stuiten,
een complete

zuigers - bij
n de gegoten
er bodempro-
n te brengen.
em. Met deze
van speciale
e toepassing
nbieden, zijn
door goedko-
ren. Van een
Ook zuigers



een bodem-



Afb. 14.23. Bewerkte zuigerbodem uit een ruwe zuiger ten behoeve van een halfbolvormige verbrandingsruimte (tweeklepper)

met een relatief eenvoudig profiel (vlak, komvormig of licht gewelfd) zijn vaak eenvoudig te bewerken, toe te passen, en - gelet op de prijs - in een kleine serie relatief goedkoop te fabriceren. Zoals we al hebben vermeld, kan de cilinderinhoud van de meeste motoren door het monteren van grotere zuigers veelal niet onaanzienlijk worden vergroot. Hiervoor moeten de cilinders worden



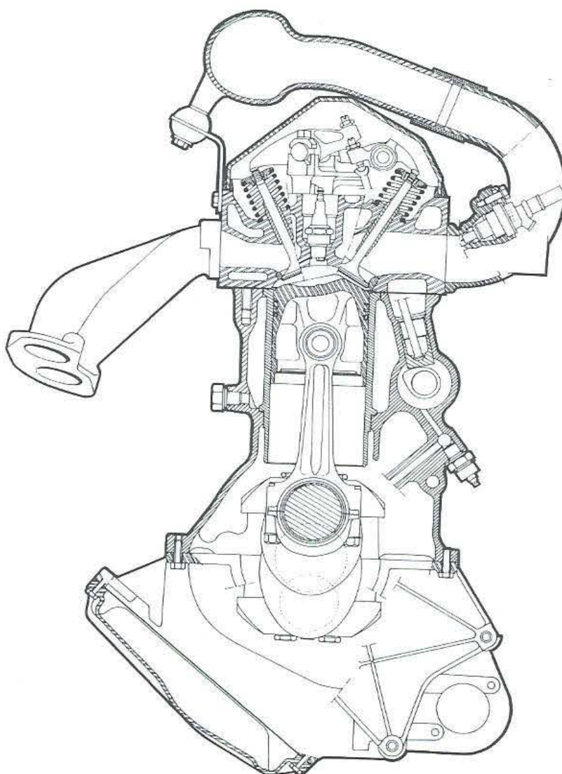
Afb. 14.24. Extreem kort en dienovereenkomstig heel licht is de zuiger voor vierkleppers. De bodemvorm is in de regel zeer eenvoudig - vlak of licht gewelfd - uitgevoerd. Klepuitsparingen worden meestal nog ingefreesd.

opgeboord. Hoever u in een specifiek geval kunt gaan, kunt u alleen door proberen vaststellen, dit wordt in het algemeen door de cilinderwanddikte bepaald. Een andere mogelijkheid de cilinderinhoud door grotere zuigers en cilinders te vergroten, is na te gaan of de desbetreffende motor op dezelfde basis met verschillende slagvolumes geproduceerd wordt (of werd). In het algemeen kan men door het toepassen van zuigers en cilinders van het grotere model een vaak aanzienlijk grotere cilinderinhoud krijgen. Bij voertuigen die aan wedstrijden deelnemen, is over het algemeen vergroting van de cilinderinhoud toegestaan tot de grens van de desbetreffende cilinderinhoudsklasse.
Als u de moeite neemt in het bezit te komen van bijzondere zuigers, is het natuurlijk ook logisch een lichtere constructie met smalle zuigerveren te kiezen. Bij deze gelegenheid wijzen we u er nogmaals op dat moderne motoren met vier kleppen per cilinder, door de symmetrische vorm van de verbrandingsruimte, meestal relatief eenvoudige zuigers hebben die eenvoudig aan de kop zijn aan te passen. Op het punt van de zuigers - door de al hoge toerentallen en de uitgekiende compressie - is echter nog maar weinig te halen.

15 Nokkenas en kleppenmechanisme

15.1 Inleiding

Het kleppenmechanisme en de nokkenas spelen bij het verhogen van het motorvermogen een grote rol. De constructie en uitvoering van het kleppenmechanisme bepalen bij seriemotoren in veel gevallen het maximaal toelaatbare toerental, terwijl de nokkenas door het regelen van de gasaan- en -afvoer het verloop van het



Afb. 15.1. Stoterstangbediening met een hoogliggende nokkenas bij de Citroën CX GTI. De bediening van de V-vormig geplaatste kleppen gebeurt door gesmede tuimelaars. Indrukwekkend is de lengte van de aanzuigbuizen en het over het kleppendeksel gebogen inlaatgedeelte.

ontwikkelde vermogen voor een groot deel bepaalt. Jammer genoeg bestaan er voor de bewerking of vormgeving van deze onderdelen geen eensluidende standaardrecepten. Optimale nokkenassen zijn bijna altijd het resultaat van gecompliceerde berekeningen en uitgebreide tests op de proefstand die zowel tijdrovend als kostbaar zijn en door een privé-sleutelaar zonder grondige kennis van zaken niet kunnen worden uitgevoerd. Toch zal het principe en de samenhang duidelijk gemaakt moeten worden, wat het doel van dit hoofdstuk is. Om de praktijk niet te kort te doen, zullen we alle maatregelen beschrijven die het serie-kleppenmechanisme beter bestand maakt tegen hogere toerentallen. Op welke nokkenas de keuze zal vallen, hangt af van het doel waarvoor de motor gebruikt gaat worden.

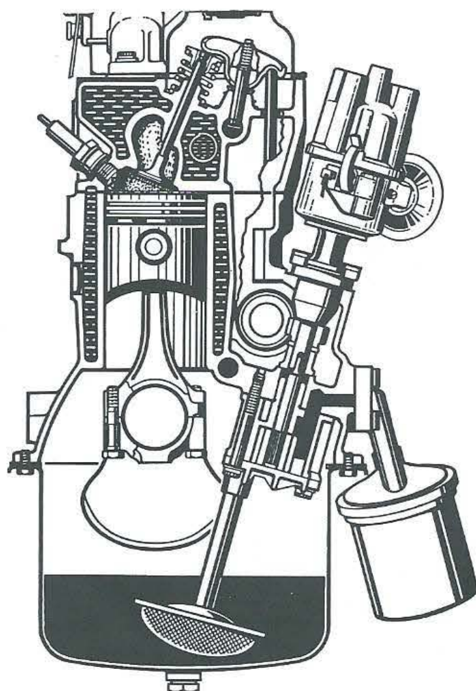
15.2 Het kleppenmechanisme

Onder het kleppenmechanisme verstaan we, behalve de kleppen en de nokkenas, alle overige onderdelen die voor het in beweging houden van de kleppen noodzakelijk zijn. Afhankelijk van de uitvoering van de distributie vallen hieronder stoters, stoterstangen, tuimelaars, slepers, klepveren, klepschotels en andere kleine onderdelen.

In de moderne motorenbouw worden verschillende distributiesystemen toegepast. We zullen de meest voorkomende systemen hier beschrijven.

15.3 De onderliggende nokkenas

Dit type distributie wordt ook wel aangeduid met OHV, de afkorting van de Engelse benaming 'overhead valves'. De kleppen hangen hierbij in de cilinderkop en de nokkenas bevindt zich onder de kop in het motorblok. De overdracht van de nokbeweging gebeurt met behulp van stoterstangen via tuimelaars naar de kleppen. De constructie is zeer eenvoudig, maar wel verouderd. In- en uitlaat bevinden zich in het algemeen aan dezelfde zijde van de cilinderkop (side flow). Het realiseren van vierkleppentechniek is op grond van de krappe ruimte bij personenautomotoren met dit distributietype niet mogelijk en ook niet aan te bevelen. Dit omdat genoemd kleppenmechanisme niet geschikt is voor hoge toerentallen. Het totale systeem is niet echt stijf en daardoor trillingsgevoelig. Vier kleppen per cilinder met deze vorm van klepbediening treffen we aan bij zeer grote dieselmotoren. Bij dit type motoren zijn geen hoge toerentallen nodig. Door gevorkte tuimelaars is een stoter-



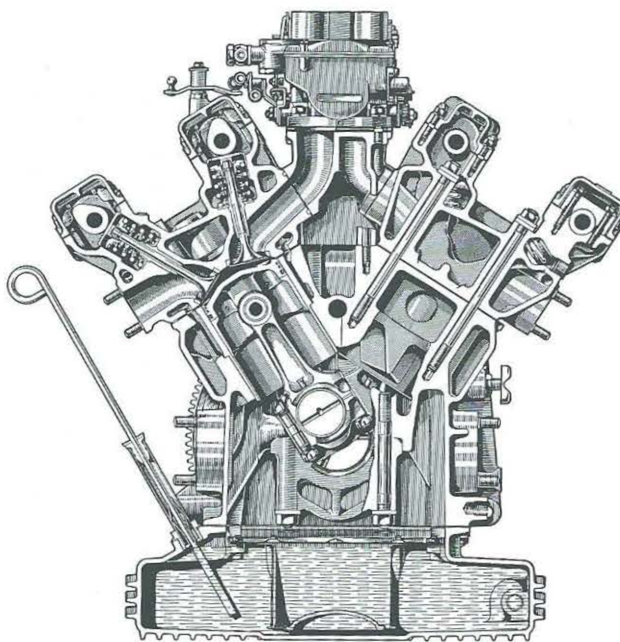
Afb. 15.2. De oudere Kadett-motor is een eenvoudige viercilinder. De nokkenas ligt zijdelings, echter wel hoog genoeg om de distributiemassa laag te houden. De tuimelaars zijn van geperst staalplaat en eveneens tamelijk licht. Bij hoge belasting zijn ze wel eerder aan het einde van hun kunnen dan gesmede exemplaren. De geperste tuimelaars niet bewerken of lichter maken.

stang voor de bediening van twee kleppen voldoende. Voorbeelden van stoterstangen en vier kleppen per cilinder zijn te vinden in de motorfietstechniek. Voor de Tweede Wereldoorlog ontwierp H.R. Ricardo (Sir Harry Ricardo) voor Triumph een motor volgens dit concept. Ook de Rudge-Whitworth kende een dergelijk motortype. Als tot nu toe laatste paste Honda in 1978 dit principe toe bij de CX 500. Door toepassing van relatief korte stoterstangen ontwikkelt deze tweecilinder V-motor ruim 9000 1/min.

15.4 Bovenliggende nokkenas(sen)

Bij alle overige klepbedieningssystemen bevindt zich de nokkenas (of -assen) in de cilinderkop boven het pasvlak van het motorblok. Overeenkomstig de Engelse aanduiding gebruiken we de afkortingen OHC (overhead camshaft) of DOHC (double overhead camshaft). Terwijl motoren met twee kleppen per cilinder minder van belang worden, komt men steeds meer tot de overtuiging dat het toepassen van twee bovenliggende nokkenassen des te zinvoller is als men de combinatie maakt met vier of vijf kleppen per

Afb. 15.3. De oorspronkelijk in de Fiat Dino en later in de Lancia Stratos toegepaste V6-motor is een voorbeeld van een klassieke DOHC-motor. De beide bovenliggende nokkenassen (totaal vier) bedienen de kleppen via komstoters. De seriemotor bereikte al toerentallen van over de 8000 1/min. Race-uitvoeringen kwamen boven de 10.000 1/min.



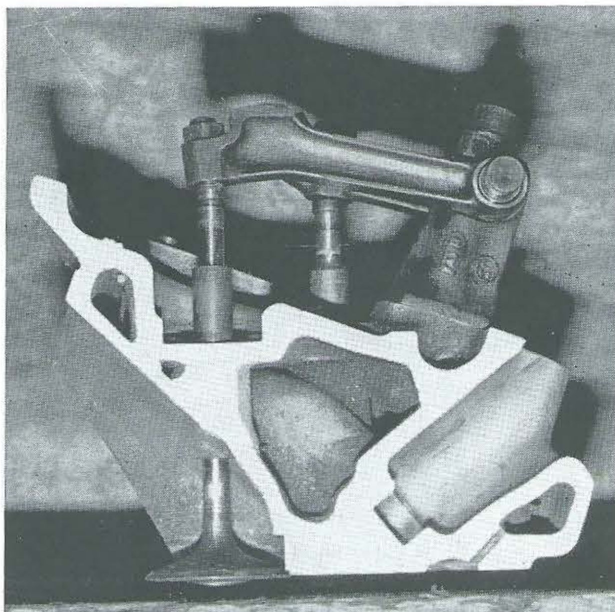
Afb. 15.4. De ouder cedes-motoren heb een bovenliggende kenas die sleeptuim laars van verschiller lengte bedient. Ook men bij deze doorg de kop het traject va inlaatkanaal en de w dikten.

cilinder. Het spreekt vanzelf dat we dan ook spreken van een cross-flow constructie van de cilinderkop. Nog een voordeel van de DOHC-configuratie is de mogelijkheid een variabele timing voor de inlaatklep toe te passen. Door een daarop aangepast mechanisme wordt hierbij de inlaatnokkenas ten opzichte van de uitlaatnokkenas verdraaid. De hierdoor wijzigende timing van de inlaat kan voor meer koppel bij lagere toerentallen, maar ook in een hoger vermogen bij hoge toerentallen zorgen.

Eén bovenliggende nokkenas met sleeptuimelaars

De nokbeweging wordt door een tussen de klep en nok in de cilinderkop tuimelende en gelagerde sleper overgedragen. De kracht die de nok uitoefent, wordt ook door de sleper opgenomen. De sleeptuimelaar zorgt met vooraf gecalculeerde geometrische factoren voor de overdracht van de noklift. Als afsteunpunt van de tuimelaar kan in principe heel eenvoudig de zelfstellende hydraulische stoter dienen. Er kunnen grote krachten overgedragen worden, omdat de gehele distributie zeer stijf ontworpen is. Gelet op het feit dat er voor dit type klepbediening weinig ruimte nodig is, is het ook voor toepassing van vier kleppen per cilinder geschikt. De kleppen staan meestal parallel opgesteld. Een oplossing met een zwakke V-configuratie is echter ook mogelijk. In- en

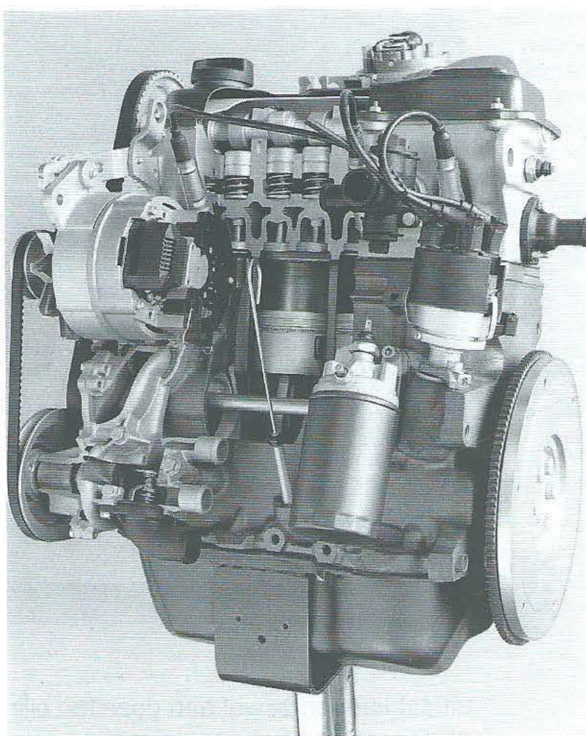
Afb. 15.4. De oudere Mercedes-motoren hebben een bovenliggende nokkenas die sleeptuimelaars van verschillende lengte bedient. Ook ziet men bij deze doorgezaagde kop het traject van het inlaatkanaal en de wanddikten.



uitlaat kunnen zowel aan dezelfde cilinderkopzijde als tegenover elkaar (cross flow) geplaatst zijn.

Enkele bovenliggende nokkenas met komstoters
Hierbij zijn de kleppen parallel hangend geplaatst, in een rij tamelijk precies in het midden van de cilinderkop. De exact erboven geplaatste nokkenas bedient de kleppen via komstoters. De komstoters bewegen zodanig in de cilinderkop dat ze de zijdelingse krachten opnemen. De druk van de nok wordt uitgeoefend op de bodem en direct overgebracht op de klep. De klepspeling kan op mechanische wijze worden afgesteld - door vulplaatjes - of automatisch door hydraulische komstoters. Het is de meest exacte en ook meeste stijve vorm van klepbediening en deze laat derhalve ook de hoogste toerentallen toe. Dit type klepbediening is zowel voor otto- als dieselmotoren geschikt. Side- en cross-flow-constructies van de cilinderkop zijn met dit systeem mogelijk. Deze klepbedieningswijze heeft, niet op de laatste plaats vanwege de eenvoud en het geringe aantal onderdelen, duidelijk terrein gewonnen in vergelijking tot (sleep-) en gewone tuimelaars. Ze kan alleen worden toegepast bij motoren met twee kleppen per cilinder.

Afb. 15.5. Voordelig en geschikt voor hoge toerentallen: een bovenliggende nokkenas bedient bij de VW 827-motor (Passat, Golf, Audi 80) de parallel geplaatste kleppen direct door komstoters



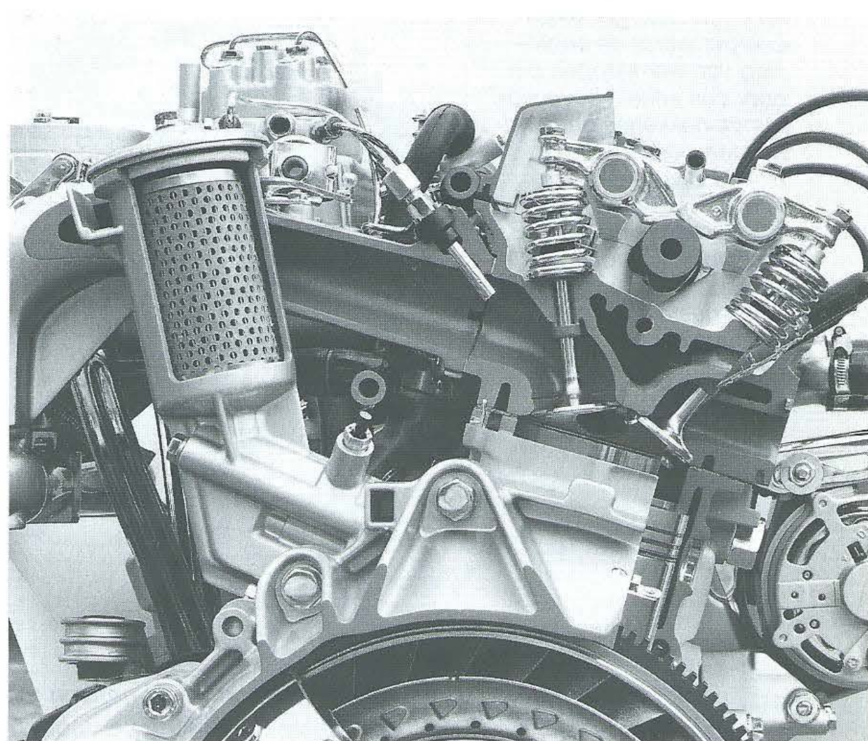
Enkele bovenliggende nokkenas met tuimelaars

De nokkenas is hierbij wat dieper in de cilinderkop geplaatst dan bij de uitvoering met komstoters. De tuimelaar kantelt om een tussen de nokkenas en kleppen geplaatste tuimelaaras. Evenals bij de sleeptuimelaar kan hier een bepaalde overbrengingsverhouding van de noklift worden gecreëerd. In verhouding tot de komstoteruitvoering kan de bouwhoogte beperkt zijn.

De kleppen zijn in V-vorm geplaatst, waardoor bijna automatisch een cross-flow-opstelling ontstaat. Zowel het inlaatkanaal als het uitlaatkanaal in de cilinderkop kunnen kort worden gehouden. Met deze distributievorm kunnen naast de tweekleppentechniek, ook drie kleppen per cilinder op eenvoudige wijze worden gerealiseerd. Op de plaats van de niet-aanwezige vierde klep kan bij de drieklepper een bougie worden geplaatst. Moeilijker wordt het bij vier kleppen per cilinder. Weliswaar kunnen de kleppen gemakkelijk bediend worden, maar er is geen plaats voor de bougie, omdat de nokkenas de meest aangewezen toegang naar het bougiegat aan de bovenzijde verspert. Bekend is de oplossing bij de Honda Civic, waarbij een extreem smal geconstrueerde bougieschacht tussen nokken en kleppen is geleid. Het afstellen van de klepspeling gebeurt meestal door een stelschroef aan het einde

Afb. 15.6. Een bove gende nokkenas be via twee tuimelaars vormig geplaatste k pen van deze Merc viercilinder. Het stel van de klepspeling beurt met stelbout e tramoer.

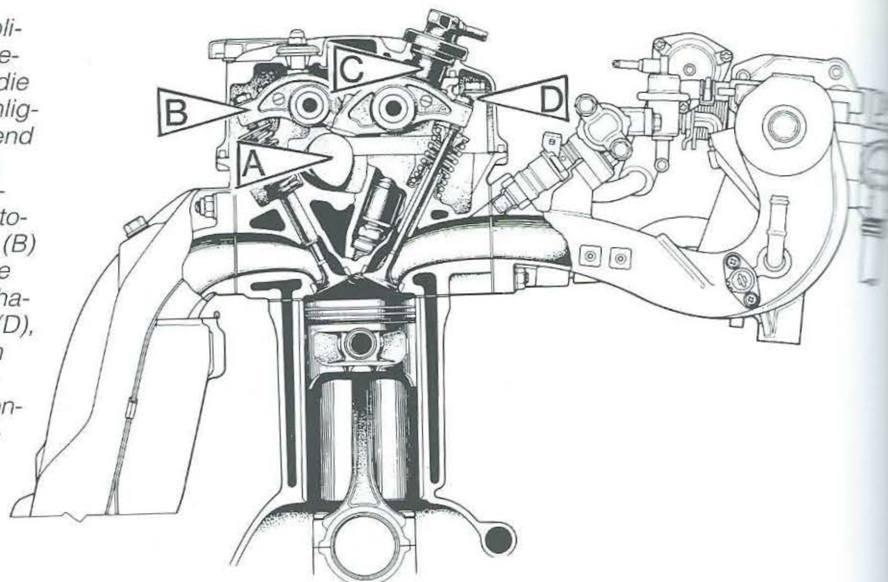
Afb. 15.6. Een bovenliggende nokkenas bedient via twee tuimelaars de V-vormig geplaatste kleppen van deze Mercedes-viercilinder. Het stellen van de klepspeling gebeurt met stelbout en contramoer.



van de tuimelaar. Deze stelschroeven drukken direct op het bovenste einde van de klepsteel en zijn met een contramoer geborgd. De stijfheid van de distributie met tuimelaars is niet zo hoog als die van de uitvoering met sleeptuimelaars, laat staan die van de uitvoering met komstoters. Voor zeer hoge toerentallen is het systeem ook niet geschikt. Bij de hydraulische spelingscompensatie is in de plaats van de stelschroef een hydraulische plunjer aangebracht. De toevoer van oliedruk gebeurt via boringen in de tuimelaaras.

Twee bovenliggende nokkenassen met sleeptuimelaars

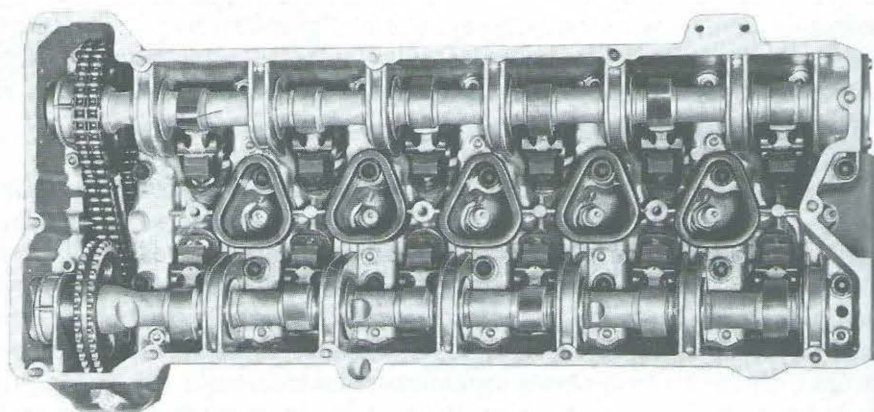
Twee, drie of vier sleeptuimelaars per cilinder steunen op de nokkenas in de omgeving van het midden van de cilinder nabij de bougieschacht en rusten aan de andere zijde op de kleppen. Zoals bij de uitvoering met enkele nokkenas en sleeptuimelaars (OHC) drukken de nokken tussen beide punten op de sleeptuimelaars. Deze constructiewijze is tamelijk omslachtig en vereist veel onderdelen. Voordeel is echter dat de beide nokkenassen niet zo ver naar buiten hoeven te liggen, waardoor de cilinderkop niet te breed uitvalt. Voorts is deze constructie zeer stijf. Zij werd door Honda ook voor het eerst toegepast bij vier kleppen per cilinder.



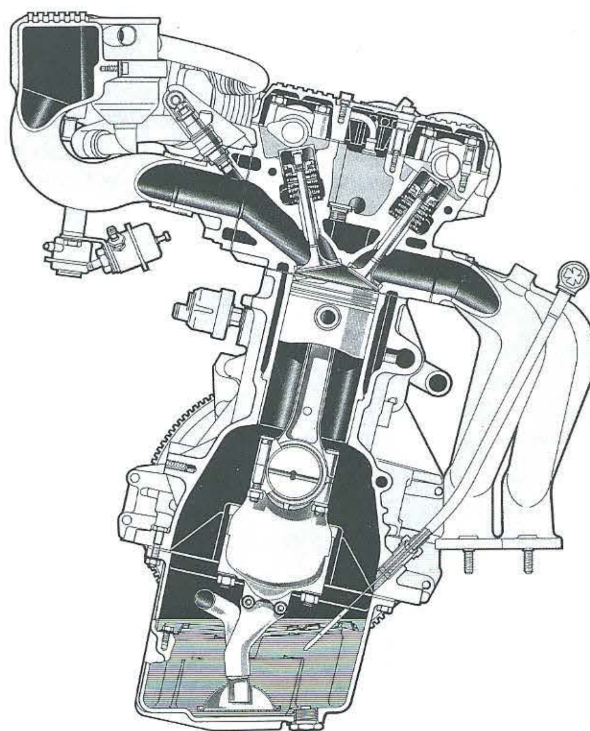
Afb. 15.7. Iets gecompliceerder wordt de bediening van vier kleppen die door een enkele bovenliggende nokkenas bediend moeten worden. Bij de Honda Civic 1.6 bedienen de nokken (A) via totaal zestien tuimelaars (B) de kleppen. Nadeel: de klepspeling moet mechanisch gesteld worden (D), de bougiës (C) kunnen niet centraal in de verbrandingsruimte gemonteerd worden, maar alleen schuin.

Twee bovenliggende nokkenassen met komstoters

Dit is de klassieke constructie voor zowel competitiemotoren als voor seriemotoren. Net zoals bij de uitvoering met een enkele nokkenas met komstoters liggen de nokkenassen precies boven de kleppen. Deze vorm van distributie is uiterst stijf en exact en laat hoge klepsnelheden toe. De toepassing van zowel komstoters met mechanische klepspelingsafstelling als met hydraulische



Afb. 15.8. Sleeptuimelaars en twee bovenliggende nokkenassen (DOHC) bij de oude 2,8 liter-motor van Mercedes. De nokkenassen worden door een duplex-ketting aangedreven; de toerentalgrens ligt boven de 7000 1/min.

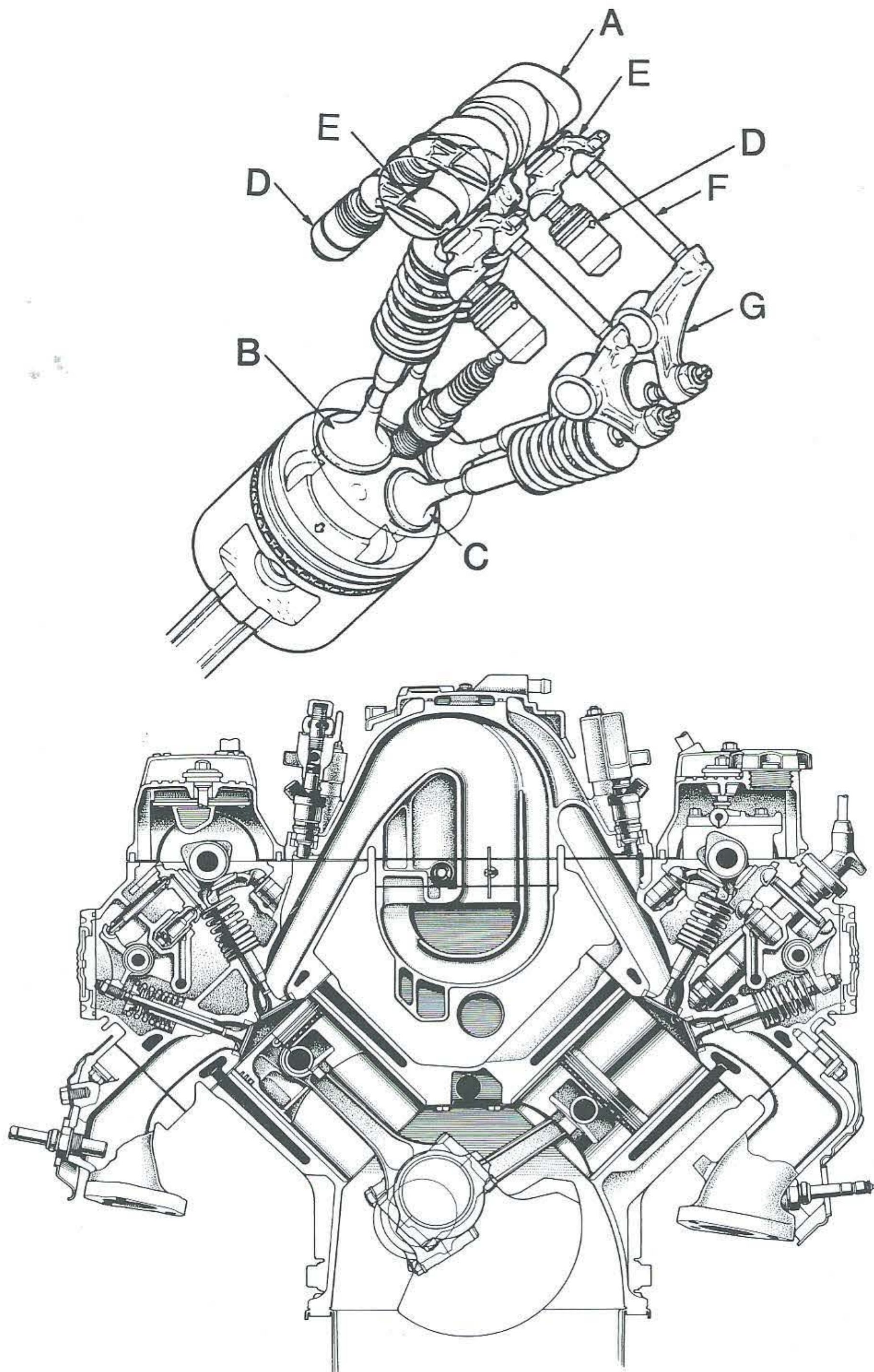


Afb. 15.9. De meest stijve vorm van distributie die ook nog hoge toerentallen aankan: direct door komstoters bediende V-vormig geplaatste kleppen bij de Alfa Twin Spark viercilinder. Kleine plaatjes op de klepsteel dienen vóor de spelingscompensatie.

compensatie is mogelijk. Ook bij kleine klephoeken blijft er tussen de beide nokkenassen ruimte om bij vier kleppen de bougieschacht precies in het midden te situeren. Ook kunnen vijf kleppen per cilinder ondergebracht worden. De middelste van de totaal drie inlaatkleppen wordt daarbij net uit de hartlijn van de nokkenas iets verder dan de andere twee naar buiten geplaatst, zodat in de verbrandingsruimte de vijf kleppen als het ware een cirkel vormen. Om de in totaal vijf komstoters te kunnen onderbrengen, zal bij een gelijkblijvende afstand tussen de cilinders onderling de diameter van de komstoters gereduceerd moeten worden.

15.5 De toerentalgrenzen

Om tot een vermogensverbetering te komen, is het in eerste instantie interessant te weten welke toerentallen het kleppenmechanisme van de desbetreffende motor kan verdragen en of deze toerentallen voldoende hoog zijn om het gewenste vermogen te bereiken. Als dit niet het geval is, zal het kleppenmechanisme in die zin verbeterd moeten worden. Eerst zullen we verklaren welke



Afb. 15.10. De motor van de Honda Legend 2.7 kent een combinatie tussen sleeptuimelaars en gewone tuimelaars. Slechts één nokkenas per cilinderbank bedient via slepers (E) de inlaatkleppen (B). Slepers, stoterstangen (F) en tuimelaars (G) bedienen de beide uitlaatkleppen (C). Alle slepers steunen af op hydraulische plunjers (D) ter compensatie van de klepspeling.

factoren de grenzen vormen voor de distributie om hoge toerentallen te draaien.
Zoals eerder gesteld is, speelt de massa van alle afzonderlijke onderdelen te zamen, een belangrijke rol in het bovenste toerenbereik. Het snel openen en sluiten van kleppen is voor de distributie erg hinderlijk. De klep wordt door de nok via verschillende onderdelen van de distributie op een zeer snelle wijze geopend. Na het overschrijden van het hoogste punt van de nok heeft de klepveer de taak de klep zonder vertraging, het nokprofiel volgend, weer op haar zitting terug te duwen. Hoe snel de klep wordt gelicht (opent), is ook afhankelijk van het nokprofiel. Hierop komen we later nog terug.
Bij dit proces treden zeer hoge versnellingen op, die het honderdvoudige van de zwaartekracht (g) zijn. Bij de Daimler-Benz-wedstrijdmotoren met desmodromische klepbediening (1954-1955) werden bij voorbeeld topwaarden van meer dan 17.000 m/s^2 bereikt, hetgeen met ongeveer het 1700-voudige van de zwaartekracht overeenkomt. Alhoewel deze waarden voor normale motoren aanzienlijk lager liggen, hebben we dit getal genoemd om duidelijk te maken, welke krachten zich in het kleppenmechanisme kunnen voordoen. Hoe groot de versnellingswaarden in specifieke gevallen zijn, hangt van de nokkenas af en kan alleen met gecompliceerde berekeningen worden nagegaan. Hiervoor moet men het verloop van het nokprofiel kennen.
Voor de tuner is de effectieve waarde van versnellingen in het kleppenmechanisme niet zo interessant, omdat hij (of zij) het meer moet hebben van proberen en experimenteren dan van berekenen. Toch moeten we ons nog wel in het algemeen met deze processen bezig houden om de te treffen maatregelen (of tegenmaatregelen) beter te kunnen begrijpen.
De formule voor de dynamica (traagheidswet) luidt:

kracht = massa x versnelling

Hieruit blijkt dat de kracht die op de klep en op de overige onderdelen wordt uitgeoefend des te groter is, naarmate de versnelling hoger wordt of de bewegende massa van het kleppenmechanisme groter is. Om nu bij hoge nokkenassnelheden - die voor een goede vulling onmisbaar zijn - beheersbare krachten te bereiken, zal men dan ook moeten proberen de massa zo gering mogelijk te houden. De krachten mogen uit verschillende overwegingen een zekere bovengrens niet overschrijden. Men kan weliswaar aan die krachten door een hogere klepveerspanning tegemoetkomen, maar op grond van een hogere belastingsgraad en een daardoor ontstane grotere slijtage zijn er hier ook grenzen.
Uit deze overweging zal de voorkeur voor bovenliggende nokkenassen blijken, die door een reductie van de massa, een verhoging

van de toerentalgrenzen van 15 tot 20 procent ten opzichte van een vergelijkbare stoterstangenmotor mogelijk maakt. Een verhoging van het toerental in dezelfde omvang is mogelijk door van twee kleppen op vier kleppen per cilinder over te gaan. Dit door de geringere kleppenmassa en de meest directe bediening door komstoters. Samengevat:

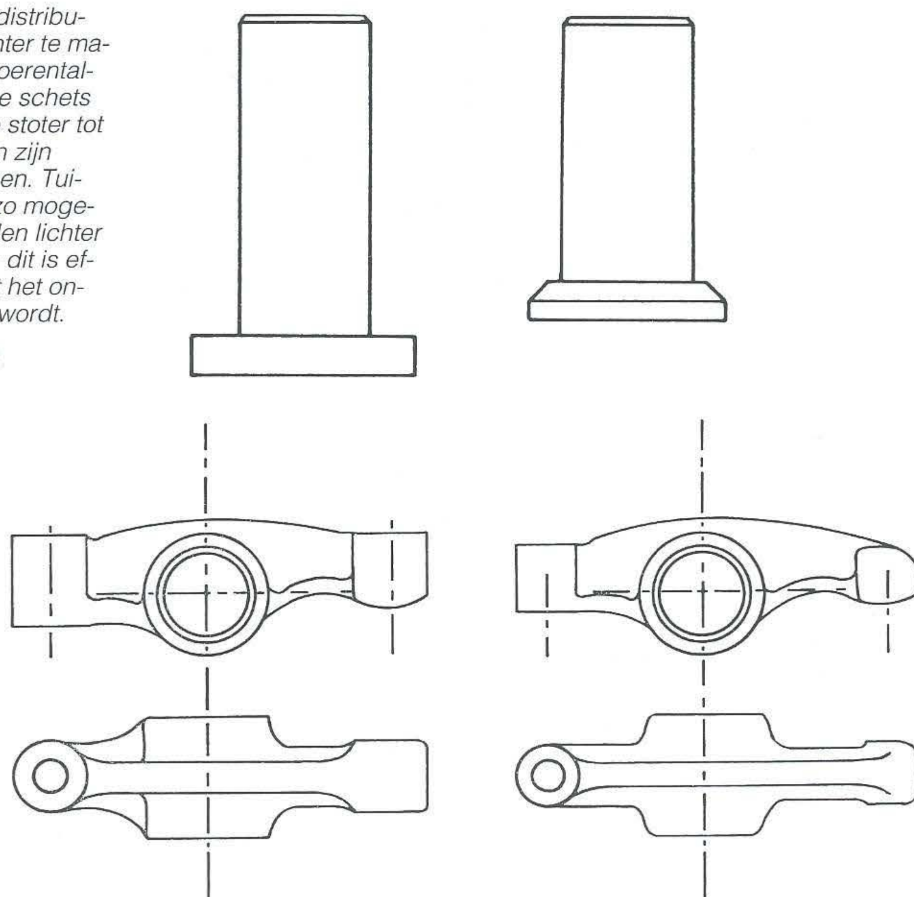
- De massa van het kleppenmechanisme moet zo gering mogelijk zijn.
- Het kleppenmechanisme moet zo stijf mogelijk zijn (een zo gering mogelijke elasticiteit van de bewegende massa).

Uit deze beide regels kan men de conclusie trekken dat, naarmate de bewegende massa van het kleppenmechanisme geringer is en strakker geleid wordt, de maximaal te bereiken versnellingen (klepsnelheden) hoger zijn. Bij het bewerken van reeds voorhanden zijnde distributieonderdelen heeft dit als consequentie dat deze alleen op plaatsen lichter gemaakt moeten worden, waarbij de stijfheid (sterkte) niet in gevaar komt.

15.6 Het lichter maken van het kleppenmechanisme

Tot de bewegende massa van het kleppenmechanisme behoren de kleppen, de klepschotels, spieën, delen van de klepveren, de tuimelaars, de stoters en - uiteraard indien aanwezig - de stoterstangen. De klep zelf kan slechts in zeer beperkte mate lichter gemaakt worden, wat in principe al bij het bewerken automatisch wordt gerealiseerd. Ook niet aan te raden is een vermindering van de massa van de stoterstangen, omdat een ongewenste flexibiliteit dan alleen maar toeneemt. Het is mogelijk voor bijzondere toepassingen speciale exemplaren te laten maken die lichter en stijver zijn. De meest voor de hand liggende mogelijkheden zijn de vermindering van de massa van de tuimelaars, delen van de veren en de stoters. Stoters kunnen - als men een grotere slijtage op de koop toe neemt - korter gemaakt worden. De tuimelaars kunnen op niet-dragende plaatsen aanzienlijk lichter gemaakt worden (zie afbeelding). Klepschotels kan men aan de rand doorboren; bijzonder aan te bevelen zijn klepschotels van een licht materiaal (bij voorbeeld titanium of zeer trekvast aluminium) die voor veel motoren leverbaar zijn. Ook is soms het vervaardigen van titanium-tuimelaars mogelijk, dit is overigens erg duur. Bij zorgvuldige bewerking van genoemde onderdelen, die men daarna natuurlijk weegt en op gelijke massa brengt, is meestal een merkbare toerentalstijging te bereiken. Bij motoren met komstoters met hydraulische spelingscompensatie zit de spelingscompensatie meestal in de komstoter ingebouwd en dit verhoogt

Afb. 15.11. Door distributieonderdelen lichter te maken, zijn hogere toerentallen bereikbaar. De schets toont hoe men de stoter tot op tweederde van zijn massa kan brengen. Tuimelaars kunnen zo mogelijk aan de uiteinden lichter worden gemaakt; dit is effectief zonder dat het onderdeel zwakker wordt.



uiteraard de massa. Komstoters zonder hydraulische spelingscompensatie (die meestal omgebouwd zijn) of die met vulplaatjes zijn in ons geval beter en worden dan ook bij wedstrijdmotoren toegepast.
Verder moet men erop letten dat alle distributieonderdelen licht en soepel lopen, omdat de wrijvingskrachten bij de totale massa wordt opgeteld en dus de toerentalgrens onnodig naar beneden halen. De draaipunten van de tuimelaars moeten ook licht lopen en kunnen zo nodig met molybdeen-disulfidepasta (Molykote of Liqui Moly) worden ingesmeerd. De axiale geleiding (zijdelings) van de tuimelaars wordt veelal aan veren of veerringen overgelaten. Let hier bij voorkeur op een geringe veerspanning (om de wrijving te verminderen). Ook kan men met behulp van vulringen de tuimelaars op onderling gelijke afstand brengen.



Afb. 15.12. Tuimelaar met ingebouwde hydraulische stelplunjer. Deze laatste maakt de tuimelaar onnodig zwaar.

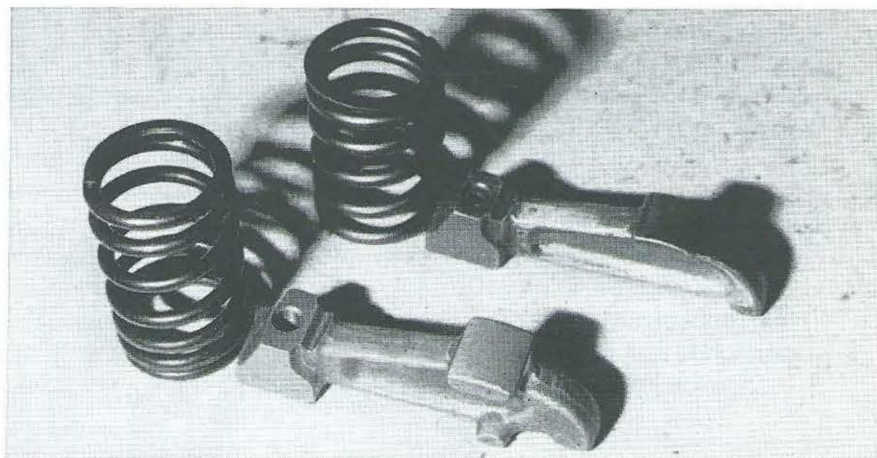
Afb. 15.13. Lichtere laars (c.q. slepers) dere veren (boven) gelijking tot de standaardonderdel der) van een oude des-motor (AMG)

15.7 Stuggere klepveren

De meest toegepaste methode om de toerentalgrens van een kleppenmechanisme naar boven te verleggen, bestaat uit het verhogen van de veerspanning. Dit kan men bereiken door stuggere klepveren te monteren of onderlegringen onder bestaande veren te plaatsen. In dit verband zal eerst de vraag beantwoord moeten worden, wat er eigenlijk gebeurt, als de toerentalgrens van het kleppenmechanisme wordt overschreden.

Zoals bekend, hebben de klepveren tot taak de klep bij het volgen van het nokprofiel weer stevig op de klepzetel terug te drukken. De spanning van de veer moet dus hoger zijn dan voor de maximumtoerentalgrens gewenst is, gelet op de in het kleppenmechanisme optredende massakrachten. Is dit niet het geval, dan kan de klep het nokprofiel niet snel genoeg meer volgen en het verschijnsel van de zwevende klep zal zich voordoen. Zwevende kleppen kunnen onschuldig zijn, maar kunnen ook tot ernstige motorschade leiden doordat kleppen buigen of afbreken. Daarom is de controle en het aanhouden van het maximumtoerental met behulp van de toerenteller bij getunede motoren zo belangrijk. Bij seriemotoren komt het overschrijden van het kritische toerental in de regel niet gemakkelijk voor, omdat deze motoren in het hoge toerentalbereik meestal sterk afgeknepen worden. De noodzakelijke veerspanning bij geopende klep kan men berekenen. Hiervoor dient men te weten wat de maximumvertraging is boven op de nok, gerelateerd aan het maximumtoerental en de massa van de verschillende distributieonderdelen. De vereiste klepveerspanning bedraagt dan:

$$\text{vereiste klepveerspanning} = \frac{\text{gereduceerde massa's} \times \text{max. vertraging}}{\text{versnelling van de zwaartekracht}} + 30 \text{ tot } 50\%$$



Afb. 15.13. Lichtere tuimelaars (c.q. slepers) en hardere veren (boven) in vergelijking tot de standaardonderdelen (onder) van een oude Mercedes-motor (AMG)

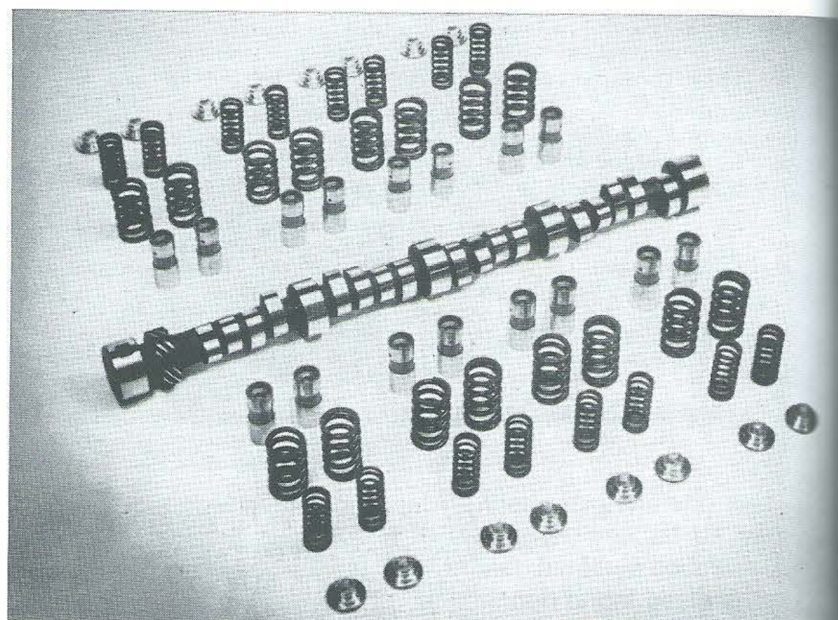
Als de massa in kg wordt ingevuld, de vertraging in m/s^2, de versnelling van de zwaartekracht is 9,81 m/s^2, dan zal de veerspanning ook in kg te voorschijn komen. Daarboven kan men nog 30 tot 50% reserve optellen, waarbij bij een stoterstangenmotor de hoogste waarde kan worden opgeteld vanwege de grotere elasticiteit van het kleppenmechanisme, terwijl bij bovenliggende nokkenassen maximaal 30% wel voldoende is.

Zoals reeds eerder gesteld, is deze berekening alleen dan te maken als de waarden van de gereduceerde klepbedieningsmassa en de maximale vertraging boven op de nok bekend zijn. Met de berekende veerspanning, gegevens met betrekking tot de kleplift en de buitendiameter van de veer, gaat men naar een verenfabrikant, die met behulp van deze gegevens meestal wel in staat is een passende veer te leveren.

Omdat we meestal niet over de benodigde gegevens beschikken voor het berekenen van de vereiste veerspanning, is er ook nog een aanzienlijk eenvoudiger methode om tot een hogere veerspanning te komen. In veel gevallen is het al voldoende de normale (serie-)veren van onderlegringen te voorzien, waardoor zowel de voorspanning als de veerspanning toenemen. Meestal zijn ringen tot 3 mm dikte mogelijk, waarbij er wel op gelet moet worden dat bij het openen van de klep de windingen niet op elkaar komen te liggen; ook moet op een perfecte centrering van de ringen worden gelet.

Voor het geval deze methode niet voldoet om het gewenste maximumtoerental te kunnen bereiken, hetgeen men merkt als bij het proefdraaien de kleppen gaan zweven, kan men het beste stuggere veren monteren zoals die voor veel motoren door verschillende tuners en nokkenasproducenten geleverd worden. Ook deze veren kunnen - indien noodzakelijk - nog van onderlegringen

Afb. 15.14. Om de distributie van een Amerikaanse V8-motor stijver te maken, waardoor deze geschikt wordt voor hoge toerentallen, is een groot aantal onderdelen nodig: speciale nokkenas, lichte stoters, dubbele klepveren en speciale klephoedjes uit lichter materiaal.



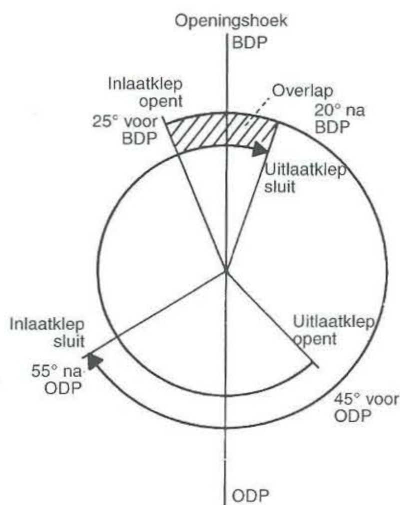
worden voorzien. Het is aan te bevelen de veren vóór montage met behulp van een klepverentester te controleren. Zij dienen elk over dezelfde spanning te beschikken, waarbij de zachtste veer de toerentalgrens bepaalt. Ook moet u letten op een gelijke inbouwhoogte (de afstand tussen het onderste en bovenste aanlegpunt in gemonteerde toestand) om te voorkomen dat door een onjuiste voorspanning op deze wijze veerspanning wordt 'weggegeven'. Voor beide controles is speciale apparatuur nodig die meestal bij motorenrevisiebedrijven aanwezig is.
Bij deze gelegenheid merken we nogmaals op dat de veerspanning niet hoger dan noodzakelijk moet worden. Te stugge klepveren leveren te veel wrijving op en bovendien wordt het kleppenmechanisme onnodig zwaar belast. Men moet zonder meer bij toepassing van stuggere veren met een grotere slijtage van nokkenassen, stoters of ander beweegbare onderdelen rekening houden. In uitzonderlijke gevallen kan men uiteindelijk ook nog verbogen stoterstangen, aangevreten nokken en stoters en ingeslagen klepzetels aantreffen, zodat het raadzaam is ook over de nodige ervaring van anderen te beschikken. Indien dit laatste niet het geval is, kan men het beste maar voorzichtig te werk gaan.

15.8 Nokkenassen en kleplift

Zoals reeds aangehaald, is de vorm van de nokken - het nokprofiel - primair verantwoordelijk voor het tijdstip, de duur en de wijze waarop de klep gelicht wordt (kleplift).
De noklift en de daaruit voortvloeiende openingshoeken zijn van wezenlijk belang voor de vullingsgraad van de motor. Dit is de bepalende factor voor het vermogen. Hieruit kunnen we de conclusie trekken dat de nokkenas voor de tuner het belangrijkste instrument is om het vermogen van een motor te beïnvloeden, dus te laten stijgen. We ontkomen er dan ook niet aan een verklaring te geven van de belangrijkste basisbegrippen van de nokkenastiming.

15.9 Het kleppendiagram

Bij de vierslagmotor is zowel voor het aanzuigen van het gasmengsel als voor het weer uitstoten van het verbrande gas een hele zuigerslag beschikbaar. We kunnen dus aannemen dat de inlaatklep bij de inlaatslag (de zuiger gaat naar het onderste dode punt) in het bovenste dode punt geopend wordt en bij het onderste dode punt, als de zuiger weer terugkeert en niets meer aanzuigt, weer sluit. Voor de uitlaatslag geldt dezelfde redenering maar dan omgekeerd. Dat het in werkelijkheid niet zo gaat, heeft uiteraard een achtergrond. Omdat de kleppen, zoals we in de vorige paragraaf beschreven, vanwege de massakrachten niet oneindig snel te openen zijn, is het beter de openings- en sluitingstijdstippen enige graden voor, respectievelijk na de dode punten te plaatsen. De andere, in het bijzonder bij sportieve motoren zeer belangrijke overweging is, dat de stromende gassen ook een massa vormen en dientengevolge een kinetische energie (bewegingsenergie) bezitten. Ze hebben dus ook een bepaalde tijd nodig om in beweging te komen, waarbij we aantekenen dat dit aan uitlaatzijde wat makkelijker gaat, omdat er wat druk achter staat. Het feit, dat gassen een kinetische energie bezitten, kan men echter gebruiken. Door een juiste keuze van openingstijden gericht op de afstemming van inlaatslag en uitlaatslag kan de vulling zodanig worden verbeterd, dat men een vullingsgraad van over 1,0 bereikt. Dit betekent dat de desbetreffende cilinders meer vers mengsel aanzuigen dan ze aan inhoud meten.
Omdat de openings- en sluitingstijdstippen van de kleppen van motor tot motor verschillen - ook die van inlaat en uitlaat hoeven niet hetzelfde te zijn - heeft men het kleppendiagram ontwikkeld.



Afb. 15.15. In dit eenvoudige diagram zijn het bovenste en onderste dode punt van de zuiger en de openingshoek van de kleppen aangegeven. Men ziet zo beter wanneer welke klep opent en sluit en op welk moment er sprake is van overlap. Tussen 'inlaatklep sluit' en 'uitlaatklep opent' zijn beide kleppen gesloten, omdat dan de compressie, ontsteking en verbranding van het mengsel plaatshebben.

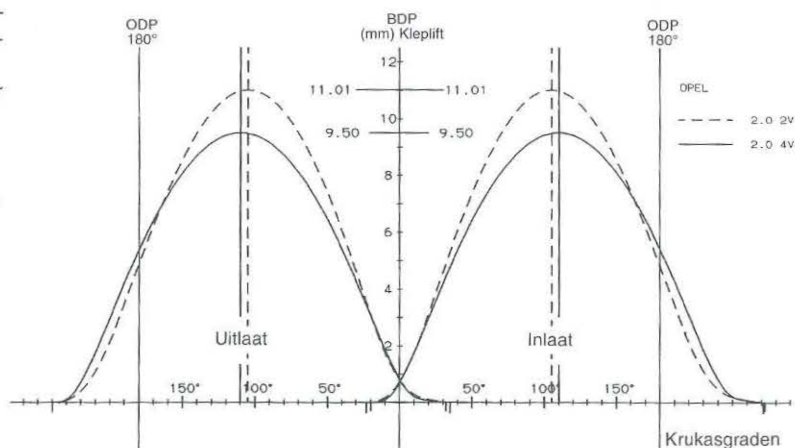
Afb. 15.16. Ove meen verschille liftcurven van tw pers en vierklep Opel tweeliter-v ders). Vierklepp ben minder lift n spreiding (afsta de maximale lic ten) is bij vierkle groter dan bij tw pers.

Hieronder wordt verstaan de opsomming van getallen die aangeven bij welke krukashoek (verdraaiing), ten opzichte van het onderste en bovenste dode punt, de inlaat- en uitlaatkleppen openen en sluiten. Als belangrijke factor dient men bij het beoordelen van het kleppendiagram de klepspeling niet over het hoofd te zien. Om de meetnauwkeurigheid te bevorderen, wordt de klep-timing aangegeven met een theoretische klepspeling. Deze is veelal aanzienlijk hoger dan de speling zoals die onder bedrijfsomstandigheden moet worden afgesteld. Alleen de waarden die met inachtneming van eenzelfde klepspeling zijn verkregen, kunnen vergeleken worden. U moet er daarbij op letten dat de waarden met een geringere gemeten speling richting langere openingstijden verschuiven en omgekeerd. Anders uitgedrukt: heeft een motor een kleppendiagram dat rekening houdt met een (theoretische) klepspeling van 1 mm, dan zal deze onder bedrijfsomstandigheden met 0,2 mm speling een andere - en dit geval grotere - openingshoek te zien geven.

15.10 Openingshoeken en overlap

Uit de hiervoor gegeven overwegingen kunnen we de conclusie trekken dat de inlaatklep enige graden voor het bovenste dode punt (BDP) opent en - om de kinetische energie van het binnenstromende gas te gebruiken - een aantal graden na het onderste dode punt (ODP) zal sluiten. Bij de uitlaatklep geldt de omgekeerde redenering. Men kan deze een aantal graden voor het ODP laten openen, omdat er dan nauwelijks vermogen verloren gaat,

Afb. 15.16. Over het algemeen verschillen de klepliftcurven van tweekleppers en vierkleppers (hier Opel tweeliter-viercilinders). Vierkleppers hebben minder lift nodig. De spreiding (afstand tussen de maximale lichthoogten) is bij vierkleppers groter dan bij tweekleppers.



teneinde de uitlaatklep tijdens de uitlaatslag - als de zuiger weer naar boven gaat - volledig geopend te hebben. Normaal gesproken, sluit de uitlaatklep enige graden na het bereiken van het BDP, terwijl de inlaatklep ten behoeve van de inlaatslag al met openen is begonnen. De waarden, in krukasgraden gemeten, waarbij de inlaatklep al voor het sluiten voor de uitlaatklep opent, duidt men aan als klepoverlap. Een grote klepoverlap (nodig voor grote openingshoeken) heeft echter een nadeel. Motoren draaien in het onderste toerentalgebied niet geheel feilloos, omdat uitlaatgas in het aanzuiggedeelte stroomt of wordt teruggezogen. Dit verschijnsel is heel goed bij wedstrijdmotoren te zien, die bij lage toerentallen -waarbij overigens 'laag' nog boven 6000 1/min kan liggen -slecht, met terugslag en zeker met enige belasting in dit toerentalbereik, onhandelbaar zijn.

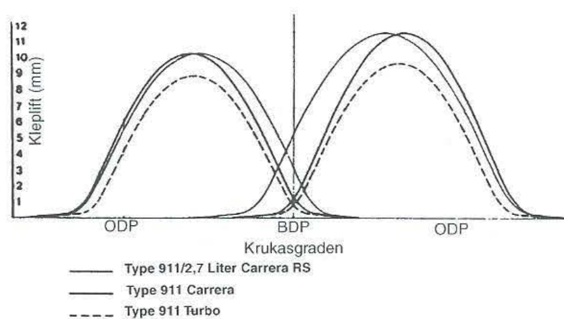
Een grote overlap is in het algemeen een teken dat men met een sportieve motor te doen heeft óf met een slecht ontwikkeld kleppendiagram. Zeer stijve klepbedieningssystemen met bovenliggende nokkenassen kunnen met een geringere overlap werken dan stoterstangenmotoren die door de grotere bewegende massa ook een grotere elasticiteit in het kleppenmechanisme vertonen. Bij motoren met een vergelijkbare stijfheid in de distributie is wederom de motor met de geringere klepbedieningsmassa in het voordeel en kan derhalve volstaan met kleinere openingshoeken en een geringere overlap. We geven een voorbeeld aan de hand van de tweeliter Opel-motor met twee en met vier kleppen per cilinder.

Kleppendiagram Opel-tweeliter	Twee kleppen	Vier kleppen
inlaat opent (° voor BDP)	23	20
inlaat sluit (° na ODP)	71	72
uitlaat opent (° voor ODP)	60	60
uitlaat sluit (° na BDP)	35	32
Klepoverlap (°)	58	52

Alle waarden in krukasgraden

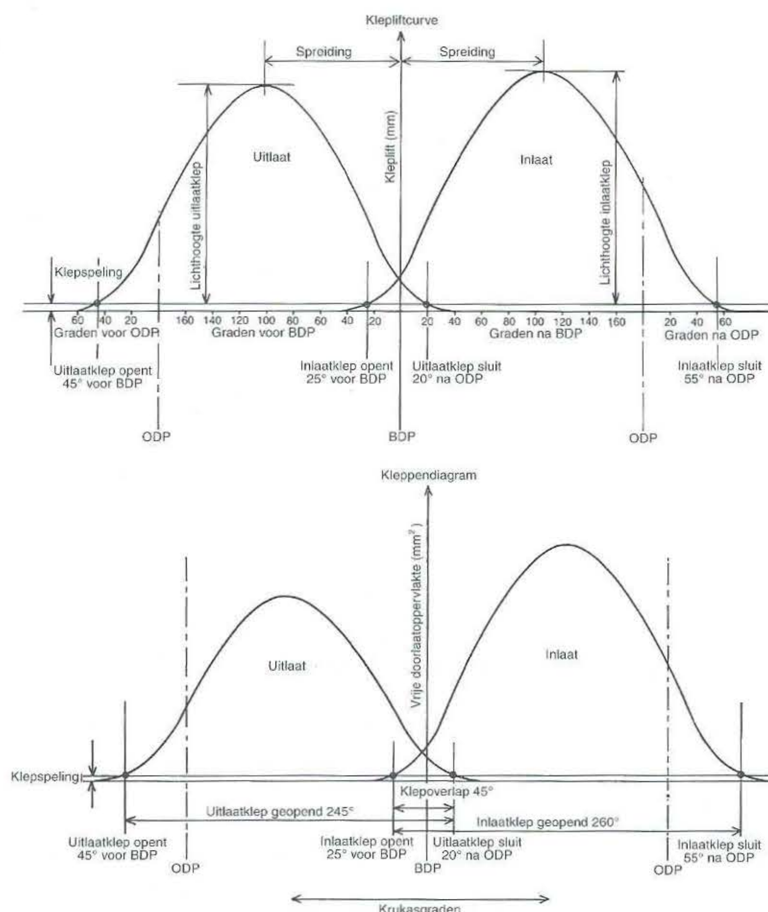
Hoe groot de klepoverlap daadwerkelijk is, hangt overigens niet alleen af van de openingshoeken van de desbetreffende inlaat- en uitlaatkleppen, maar van de hoek waaronder de inlaat- en uitlaatnok ten opzichte van elkaar staan. Meestal wordt als waarde aangegeven, gemeten bij de maximale kleplift (hoogste punt van de nok) gerelateerd aan het BDP, omdat de positie van de nokken ten opzichte van elkaar asymmetrisch kan zijn. We verkrijgen dus twee openingshoeken (voor inlaat- en uitlaatnok), die bij elkaar opgeteld de totale openingshoek vormen. Geeft een nokkenasfabrikant slechts één waarde aan, dan kunt u ervan uitgaan, dat de positie van de nokken symmetrisch is.

Als de inlaat- en uitlaatnokken te zamen op een as zijn aangebracht, wat in principe bij alle motoren met een enkele nokkenas het geval is, kunnen de openingshoeken alleen veranderd worden door het monteren van een andere nokkenas met gewijzigde of geslepen nokken. In het eerste geval betreft het een nieuwe nokkenas met een andere timing; in het tweede geval een bestaande nokkenas waarvan de nokken geslepen zijn.
Bij motoren met twee bovenliggende nokkenassen kan men de openingshoeken wijzigen door de nokkenassen ten opzichte van elkaar te verdraaien. Het is dan handig dat de motor met een distributieketting en verstelbare nokkenastandwielen is uitgerust. Hierbij moet u erop letten dat een bepaalde verdraaiingshoek aan



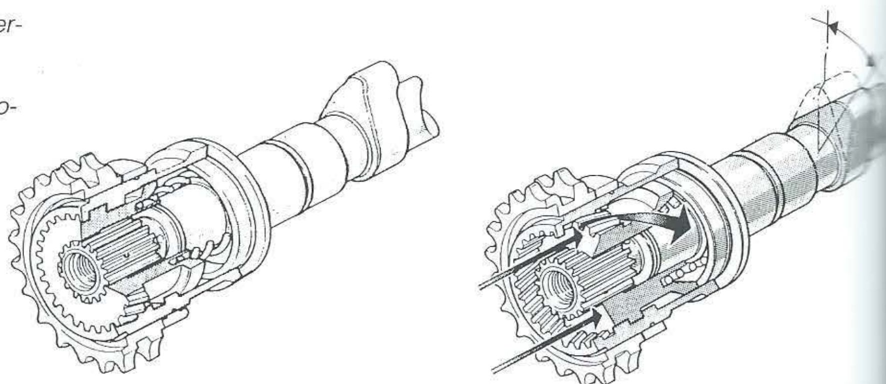
Afb. 15.17. Klepliftcurven (Porsche-motoren)

Afb. 15.18. De in de bovenste afbeelding getoonde klepliftcurve is samengesteld aan de hand van een met een meetklok opgenomen kleplift over het overeenkomstige deel van de krukasverdraaiing. Uit het distributiediagram (onder), dat samengesteld wordt uit het klepliftdiagram, kan men ook de daarbij behorende vrije doorlaatoppervlakte behorende bij de kleplift berekenen. Voor de inlaatzijde is de oppervlakte van de doorlaat meestal groter, omdat zowel de klep als de lift groter worden gekozen. Voor de vermogenskarakteristiek zijn de spreiding, de overlap en het oppervlak tussen het ODP en het sluiten van de inlaat van belang.



de nokkenas een dubbele waarde aan de krukas oplevert. Dus 10 graden nokkenasverdraaiing betekent 20 graden krukasverdraaiing. Meestal is de krukasverdraaiing de referentiewaarde. Door het veranderen van de openingshoeken kan men de motorkarakteristiek - bij ongewijzigd nokprofiel -aanzienlijk beïnvloeden, omdat hierdoor de openingsfasen van inlaat en uitlaat ten opzichte van elkaar verschoven worden, waarbij ook de overlap wijzigt. We onderkennen de navolgende geometrische samenhang:
– grotere spreiding = kleinere overlap;
– kleinere spreiding = grotere overlap.
De invloed van de faseverschuiving door het veranderen van de openingshoek wordt door automobielfabrikanten bij DOHC-motoren in toenemende mate in de serieproduktie verwerkt.
Bij voorbeeld Alfa Romeo (Twin Spark) en Mercedes (300E/24) hebben al sinds eind jaren tachtig seriematig de faseverschuiving toegepast, die ook wel onder de term variabele nokkenassen

Afb. 15.19. Bij de faseverschuiving van de Alfa Twin Spark-motor wordt de inlaatnokkenas elektrohydraulisch verdraaid



bekend is geworden. Daarbij wordt in principe de inlaatnokkenas verdraaid.
Vier belangrijke parameters veranderen dan:

- de spreiding;
- de klepoverlap;
- het openingstijdstip van de inlaatklep;
- het sluitingstijdstip van de inlaatklep.

De parameters hebben een wezenlijke invloed op vermogen en koppel, maar ook op het stationair draaien, uitlaatgassamenstelling en brandstofverbruik. Dat bij een gelijkblijvende kleplift het koppel- en vermogensverloop (karakteristiek) zo sterk op de timing van de inlaat reageert, wordt in het bijzonder door de gaspulsaties in het inlaatgedeelte bepaald. Zo is bij voorbeeld, zelfs onder vollast, de gassnelheid in het onderste toerentalgebied - en hierdoor de gasdynamica - niet bijzonder werkzaam. De gasstroming volgt daarmee, zo te zien, de beweging van de zuiger en keert dus om, als de zuiger het ODP is gepasseerd. Als de inlaatklep dan nog open staat, wordt het mengsel nog verder in het inlaatgedeelte teruggedrongen, waardoor de vulling van de cilinder slechter wordt. Om dit te voorkomen, dient het sluiten van de inlaatklep in het onderste en middelste toerengebied zo mogelijk in de buurt van het ODP te liggen. Bij hogere toerentallen daarentegen, is ook de gassnelheid onder vollast hoog, zodat de gasdynamica zich hier doet gelden. Ze kan worden gebruikt voor een dynamisch navuleffect en dus een betere vulling, onder voorwaarde dat de inlaatkleppen na het ODP nog lang genoeg open staan.
Vereenvoudigd voorgesteld, ziet de zaak er dus zo uit:

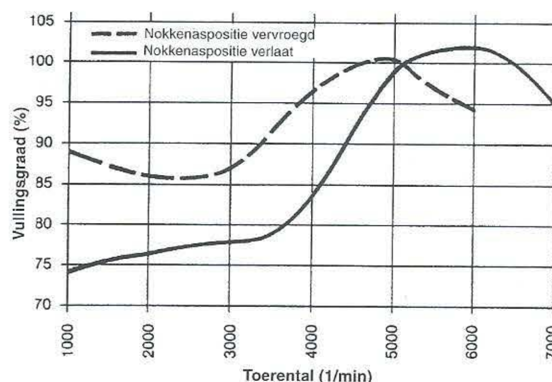
- Het vroeg sluiten van de inlaatkleppen veroorzaakt een hoog koppel in het onderste toerengebied (tot ongeveer 4500 1/min).

Afb. 15.20. D
toont de invlo
nokkenasverd
het volumetris
ment (vullings
latere sluiting
laat geeft vee
in het bovens
bied. Een vro
ting heeft een
ling in het ond
toerengebied

– Een later sluiten van de inlaatkleppen zorgt voor een hoog vermogen in het bovenste toerengebied.

Omdat het verschuiven van het moment dat de inlaatklep opent, ook veranderingen ten aanzien van de spreiding en ook de klepoverlap ten gevolge heeft, zijn, afgezien van effecten met betrekking tot de vermogens- en koppelkarakteristiek, ook nog andere gevolgen te constateren. Door een vroegtijdig sluiten van de inlaatklep (ten behoeve van een goed koppel) ontstaat er een kleinere spreiding, omdat de inlaatnokkenas ten opzichte van de uitlaatnokkenas wordt teruggedraaid. Een kleinere spreiding betekent een grotere klepoverlap. Een grote overlaphoek is echter niet gunstig. Door de mogelijke vermenging van (inlaat-)gasmengsel met uitlaatgas zal dit problemen opleveren met het motorgedrag gedurende stationair draaien en bij deellast in het onderste toerentalgebied.

Omgekeerd leidt een later sluiten van de inlaatklep tot een grotere spreiding en een geringere klepoverlap. Ook heeft de klepoverlap invloed op de kwaliteit van het uitlaatgas. Bij een grotere klepoverlap is door de interne terugslag van uitlaatgas (vermenging vers gasmengsel met verbrande gassen) de stikstofoxidevorming geringer. Bij een kleinere klepoverlap kan men rekenen op een groter aandeel onverbrande koolwaterstoffen in de emissie. Uit de weergegeven samenhang zal duidelijk zijn dat een aantal factoren met elkaar in conflict is. Hieraan kan worden tegemoetgekomen door een traploos verstelbare nokkenastiming. Een dergelijke ideale oplossing heeft BMW bij de zescilinder-M3 tot stand gebracht, waar tussen de uiterste nokkenasposities nog een aantal kenveldgestuurde tussenposities mogelijk is. In principe kan worden volstaan met twee posities, die zodanig worden gekozen en aangestuurd, dat het maximale van de gewenste voordelen wordt bereikt. Hiervoor zijn echter over het gehele toerenbereik ten minste twee verstelprocessen noodzakelijk, die afhankelijk van



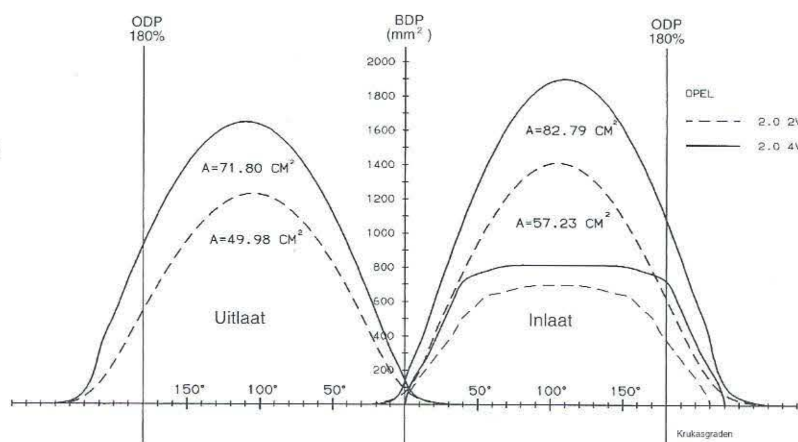
Afb. 15.20. Dit diagram toont de invloed van de nokkenasverdraaiing op het volumetrisch rendement (vullingsgraad). Een latere sluiting van de inlaat geeft veel vermogen in het bovenste toerengebied. Een vroegere sluiting heeft een betere vulling in het onderste toerengebied tot gevolg.

belasting en toerental worden geactiveerd. Dit zullen we nader verklaren aan de hand van de 300E/24V Mercedes-motor.

- Bij stationair draaien en in het onderste deellastbereik staat de inlaatnokkenas in de positie 'laat'. Het stationair draaien en optrekken uit de lage toerentallen zal feilloos verlopen.
- Bij 2000 1/min wordt de inlaatnokkenas 34 krukasgraden richting 'vroeg' verdraaid om de gewenste koppelvergroting te krijgen.
- Net over de 5000 1/min wordt de inlaatnokkenas weer op 'laat' versteld, om het hoge vermogen tot in het hoogste toerengebied (7000 1/min) te bereiken.

15.11 Kleplift en openingshoeken

De kleptiming, het tijdstip en de tijdsduur van het openen van de kleppen, zijn echter niet de enige criteria die voor een hoge vullingsgraad van belang zijn. Ook de wijze waarop de kleppen openen is belangrijk. Een snel en ver openende klep (grote kleplift) zal gedurende een bepaalde tijd een grotere hoeveelheid gas doorlaten, dan een langzaam openende klep met een geringe lichthoogte. Dus twee nokkenassen met hetzelfde kleppendiagram en dezelfde klepafmetingen kunnen volledig verschillende doorlaatoppervlakten vrijgeven. Het komt uiteindelijk toch aan op een zo groot mogelijke doorlaat.
De doorlaat en het kleppendiagram kunnen we combineren in een grafiek, die bij een bepaalde kleplift en een bepaalde positie in het kleppendiagram de totale doorlaat weergeeft, gerelateerd aan de krukasverdraaiing (in krukasgraden). Voor dit doel wordt de kleplift bij verschillende krukashoeken gemeten en de theoretische met de desbetreffende kleplift overeenkomende doorlaat aan de hand van de formule in paragraaf 13.7 berekend. Als we deze waarden in een grafiek, gerelateerd aan de krukasverdraaiing (op de x-as) opnemen, hebben we een overzicht waaruit de totale doorlaat bij elke krukashoek kan worden afgelezen, zie afb. 15.18. In bijna alle gevallen zal bij gelijke nokprofielen voor inlaat en uitlaat de totale oppervlakte die de totale doorlaat van de inlaatzijde weergeeft groter zijn, omdat de inlaatkleppen over het algemeen 10 tot 20 procent groter zijn dan de uitlaatkleppen.
Normaal gesproken, is het voldoende als de klepliftcurve wordt gemaakt en men afziet van de berekening van de vrije doorlaat. Er wordt dan geen weergave van de invloed van de verschillende klepafmetingen verkregen, omdat alleen de kleplift gerelateerd aan krukasgraden wordt vermeld. Maar ten behoeve van de vergelijking van verschillende nokkenassen is dat voldoende.



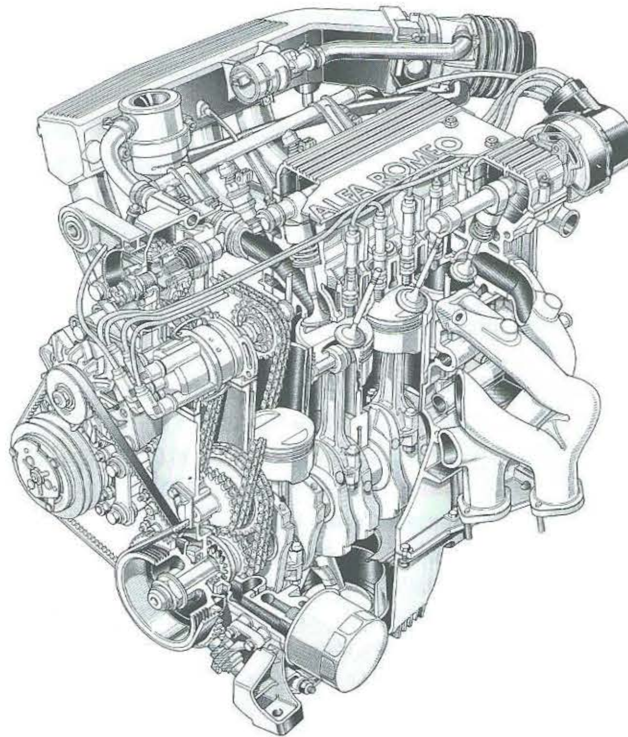
Afb. 15.21. In tegenstelling tot de geometrische doorlaat, is de werkelijke doorlaat (ingetekend aan de inlaatzijde) duidelijk geringer. De voordelen van de vierklepper blijven in principe gehandhaafd.

Ten aanzien van de kleplift merken we nog op dat deze niet zonder meer en zeker niet grenzeloos vergroot kan worden. De reden is dat de massakrachten van de heen-en-weergaande kleppen dienovereenkomstig stijgen. Om de toelaatbare massaversnellingen niet te overschrijden, zal een belangrijke vergroting van de kleplift altijd gepaard moeten gaan met een vergroting van de openingshoeken. Hierdoor blijft er voor het openen en sluiten meer tijd over. Er is overigens nog een reden die een sterke vergroting van de kleplift in de weg staat. Er moet namelijk een veilige afstand tot de zuiger bewaard blijven, hetgeen bij hooggecomprimeerde motoren alleen met diepe uitsparingen in de zuiger mogelijk is. Ook bestaat het gevaar dat tijdens de overlapfase bij een V-vormige opstelling van de kleppen de inlaat- en uitlaatklep elkaar raken. De grens van de kleplift ligt bij motoren met twee kleppen per cilinder bij circa 12 mm en bij vier kleppen om en nabij de 10 mm. Uiteindelijk komen we ook aan de grens waar extra kleplift met een dienovereenkomstig grotere geometrische doorlaat geen grotere stroming bewerkstelligt. De kleplift is in verhouding tot de diameter te groot. Geometrisch beschouwd, kunnen we ervan uitgaan dat de klep een min of meer zelfstandig opererend object is, dat in een vrije ruimte zijn functie vervult. Het functioneren wordt desalniettemin beïnvloed door squish-vlakken, de positie in de verbrandingsruimte en die ten opzichte van de cilinderwand. Bij motoren met meer (dan twee) kleppen per cilinder kunnen kleppen ook nog last van elkaar hebben. We kunnen dus stellen, dat naarmate een motor meer kleppen heeft, des te sterker de beïnvloeding onderling wordt. Voor een ongestoord in- en uitstromen van gassen blijft steeds minder ruimte over.

Om deze verschijnselen beter te kunnen beschrijven en te kunnen bespreken, heeft men de term stromingswaarde (flow rate) ontwikkeld. De stromingswaarde is de verhouding van de geometrisch vrije doorlaat tot de doorlaat die werkelijk door het gas gebruikt wordt.

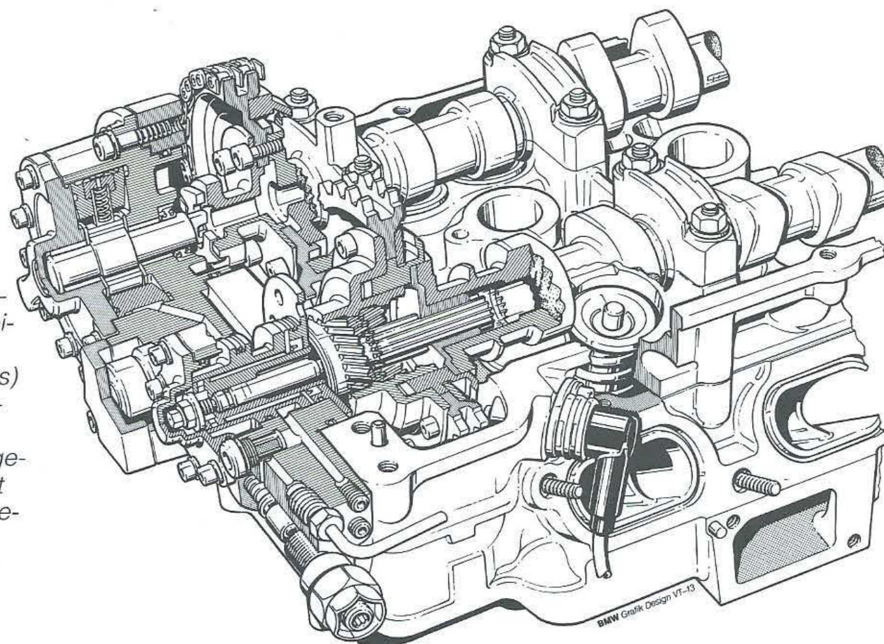
15.12 Variabele nokkenas-timing

Een vast - niet variabel - kleppendiagram, zoals dat op basis van zuiver geometrisch-kinematische (berekening gericht op beweging) overwegingen is samengesteld, vormt altijd een compromis. Optimalisering aan het totale motorkenveld is daarbij nauwelijks mogelijk. Door eenvoudigweg een wijziging van de klep-timing kan er een hoger koppel in het lagere toerengebied en een hoger vermogen in het hogere toerengebied gegenereerd worden. Gelijktijdig zijn ook verbeteringen te constateren bij het stationair draaien en van de emissie. De meest eenvoudige vorm van variabele nokkenas-timing vindt plaats met faseverschuiving, waarbij de nokkenassen belastings- en toerentalafhankelijk ten



Afb. 15.22. Faseverschuiving bij de Alfa Romeo Twin Spark. In de doorzichtstekening is aan de inlaatnokkenas het verstelmechanisme te herkennen. Andere details zijn de dubbele ontsteking en de korte vlamwegen die een efficiënte verbranding tot gevolg hebben.

opzichte van elkaar verdraaid worden, waardoor een variatie in de spreiding ontstaat. De nokprofielen en ook de kleplift blijven ongewijzigd. Voor een optimale werking van dit systeem is het voldoende de timing van de inlaatkleppen te verstellen. Onderzoek heeft uitgewezen, dat een bijkomende verandering van de uitlaatklep-timing geen noemenswaardig resultaat oplevert. Voor de toepassing van faseverschuiving zijn alleen motoren met twee bovenliggende nokkenassen (DOHC) geschikt, zoals deze bij uitvoeringen met meer dan twee kleppen per cilinder veel voorkomen. Ongeacht dit feit werd de eerste in serie toegepaste nokkenasverstelling bij een motor met twee kleppen per cilinder toegepast, namelijk de Alfa Romeo tweeliter Twin Spark, die over twee bovenliggende nokkenassen beschikt. De motor komt, dank zij faseverschuiving en dubbele ontsteking op vermogenswaarden (112 kW/150 pk) die alleen weggelegd zijn voor motoren met meer dan twee kleppen per cilinder. Dit is een bewijs van de voordelen van het toegepaste systeem.
Nu terug naar de functie van de faseverschuiving. In bedrijf wordt de inlaatnokkenas 10 tot 20 graden (gemeten aan de nokkenas, wat overeenkomt met 20 tot 40 krukasgraden) vooruit of achteruit versteld. Voor de constructie van dergelijke verstelmechanismen

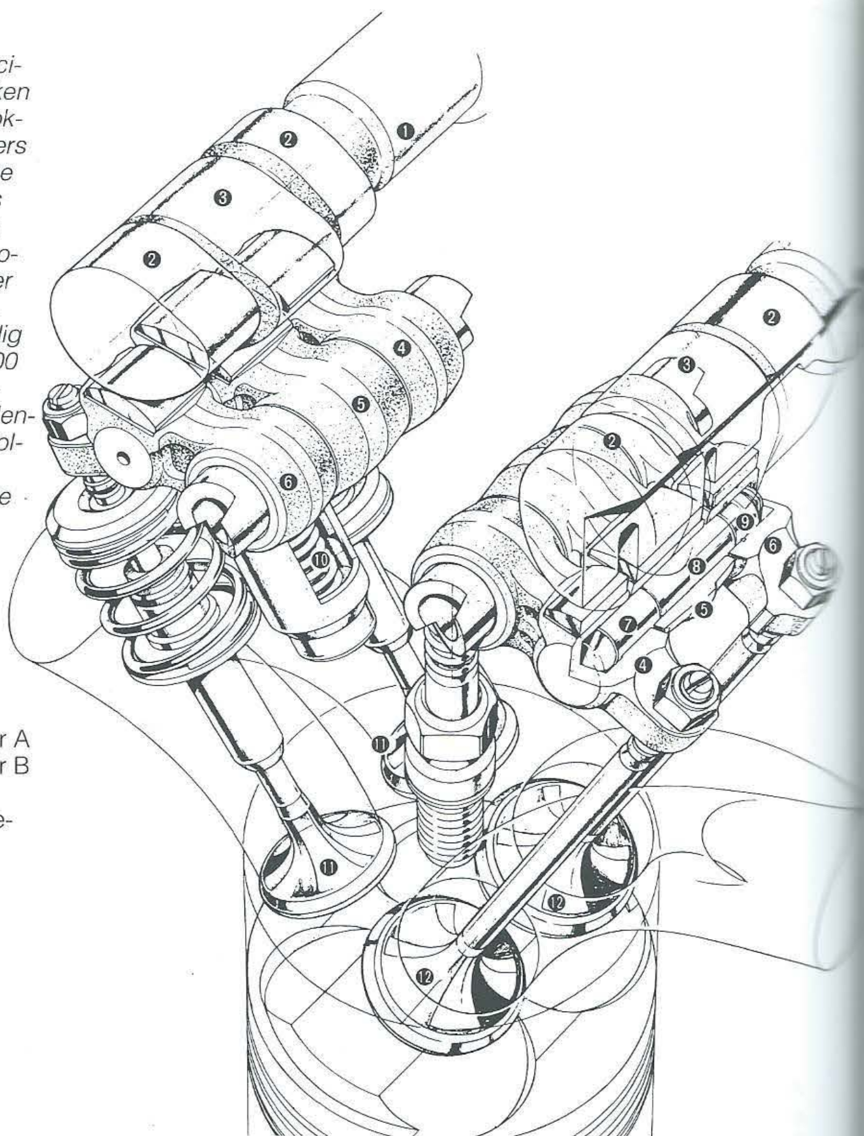


Afb. 15.23. De faseverschuiving VANOS (Variabele Nockenwellen Spreizung) van de BMW M3. Een extra oliepomp (links) zorgt voor de noodzakelijk hoge stuurdruk van 100 bar. De verstelling gebeurt door aansturing uit een kenveld dat, afhankelijk van de belastingsgraad van de motor, tot 42 krukasgraden bedraagt (en dat binnen een fractie van seconden).

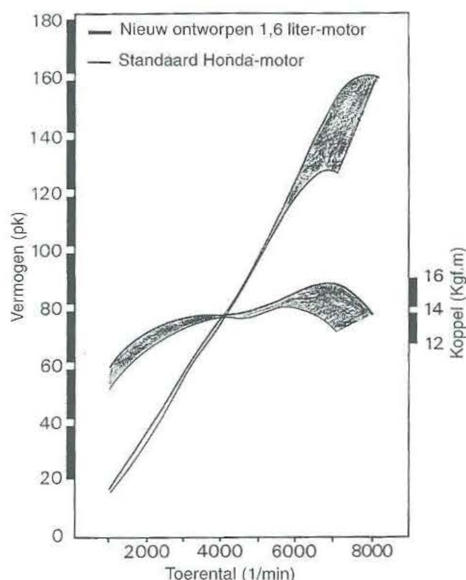
Afb. 15.24. Het Honda VTEC-systeem heeft per cilinder tweemaal drie nokken van de bovenliggende nokkenas nodig en drie slepers voor de klepbediening. De buitenste sleeptuimelaars volgen de tamme nokken als er weinig vermogen nodig is; de middelste sleper loopt dan voor niets mee. Als er veel vermogen nodig is (tussen de 5300 en 6000 1/min) koppelen hydraulische plunjers de verschillende slepers. De kleppen volgen dan het scherpe nokprofiel en de middelste nok.

HONDA V-TEC

1 Nokkenas
2 'Tamme' nokken
3 'Wilde' nokken
4 Buitenste sleper
5 Middelste sleper
6 Buitenste sleper
7 Hydraulische plunjer A
8 Hydraulische plunjer B
9 Veer
10 Spelingcompensatieveer
11 Uitlaatklep
12 Inlaatklep



zijn alleen die nokkenasaandrijvingen geschikt, waarbij de distributieketting (of tandriem) beide nokkenassen aandrijft of alleen de uitlaatnokkenas. Tussen het nokkenastandwiel en de inlaatnokkenas wordt een elektro-hydraulisch verstelmechanisme gemonteerd dat zorgt voor de gewenste verdraaiing. Door het verdraaien van de inlaatnokkenas in relatie tot de uitlaatnokkenas, worden de voor de motorkarakteristiek van belang zijnde kenmerken, zoals overlap en het moment waarop de inlaatklep sluit, gewijzigd. Het



Afb. 15.25. De invloed van het Honda VTEC-systeem op de vermogens- en koppelkarakteristiek. Duidelijk is dat dit systeem vooral in het hogere toerengebied effectief is.

voordeel van dit type verstelmechanisme is de relatief eenvoudige constructie en de bedrijfszekerheid. Men kan het systeem ook blijven gebruiken bij gewijzigde nokkenassen.

Een nadeel van de faseverschuiving is dat het nokprofiel en ook de kleplift hetzelfde blijven. Het heeft trouwens niet aan onderzoek met conische nokprofielen en dergelijke ontbroken, om hiervoor iets te vinden. Honda gelukte het met het VTEC-systeem (Valve Timing and Lift Electronic Control System) een overtuigende oplossing te hebben gevonden, waarbij overigens aangetekend moet worden dat de regelfactoren tamelijk complex zijn. Niet alleen de openingsfase wordt versteld, maar ook de openingsduur en de doorlaatoppervlakte. Het doel van deze maatregelen is, gerelateerd aan de verschillende toerentallen, tot aangepaste klepopeningsprocessen te komen. Een kortere openingsduur en een geringere kleplift tot in het middelste toerengebied verhoogt de snelheid van het mengsel en daarmee ook de vulling en dus ook het koppel (in dat toerenbereik). Bij hogere toerentallen intensiveren langere openingstijden en een grotere kleplift de ademhaling van de motor, hetgeen een positieve uitwerking op het vermogen heeft. De truc waarmee dit effect wordt bereikt, vereist bij vier kleppen per cilinder zes nokken en zes sleeptuimelaars. De buitenste, direct naast de kleppen geplaatste nokken, hebben een tamelijk tam profiel. De middelste nokken hebben een langere openingsduur en een grotere lichthoogte. In het onderste toerenbereik zijn alleen de buitenste nokken actief, terwijl de middelste nokken zonder effect voor de kleppen de centrale sleeptuimelaars

in beweging houden. Een extra veer zorgt ervoor dat de aansluiting tussen nok en sleeptuimelaar niet verloren gaat. Tussen de 5000 en 6000 1/min vormen hydraulisch verschuifbare pennen een mechanische verbinding tussen de drie sleeptuimelaars. Vanaf dat moment stuurt de middelste nok de klepopening aan. De voor het verschuiven van de pennen benodigde stuurdruk wordt geleverd door het smeersysteem van de motor. Om het aankoppelen van de sleeptuimelaars ook goed te laten functioneren, moet de basiscirkel van alle nokken identiek zijn, zodat bij gesloten kleppen de pennen in de voor hen bestemde boring kunnen vallen.

Afb. 15.26. Dit dia toont de verschille klepliftcurven van da VTEC. Duidelijl geringe lift en de p tisch overlapvrije openingstijden va de tamme nokken.

15.13 Consequenties voor het tunen

Na dit uitstapje in het gebied van de high-tech-motoren komen we weer terug op de wat eenvoudiger geconstrueerde krachtbronnen die nog altijd wijd verbreid zijn.

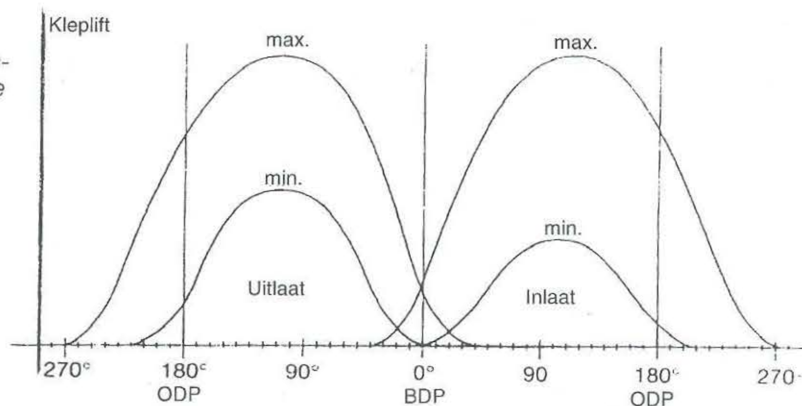
Voor een betere vulling moeten we de in de grafiek als vlakken verschijnende klepdoorlaten tijdens de gehele openingsduur zien te vergroten. We kunnen er dan naar streven tussen de aflopende zijden - weergevende het openen van de inlaatklep (in de grafiek) tot het sluiten van de inlaatklep - meer oppervlak te krijgen. Er zijn verschillende methodes om de totale doorlaat te vergroten. De eenvoudigste en de makkelijkst toepasbare zijn die waarbij de nokkenas niet veranderd hoeft te worden. Bij dergelijke methodes hoeft men zich ook geen zorgen te maken over de extra belasting van het kleppenmechanisme.

15.14 Grotere klepopening

Op de eerste plaats noemen we hier het monteren van grotere kleppen of het gebruiken van extra doorlaatcapaciteit, zoals we in dit boek al uitvoerig hebben beschreven. Hier voegen we aan toe dat grotere kleppen behalve het voordeel van een grotere doorlaat meestal ook het nadeel van de grotere massa hebben, hetgeen grotere massakrachten tot gevolg heeft.

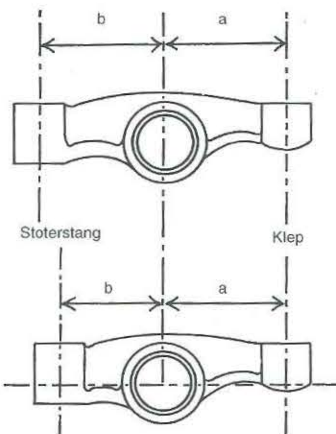
Een andere mogelijkheid, de doorlaat te vergroten zonder de nokkenas te wijzigen, is het veranderen van de klepbeweging door het monteren van een tuimelaar met een gewijzigde overbrengingsverhouding. Dit is overigens niet bij alle klepbedieningssystemen mogelijk. In Groot-Brittannië worden voor veel stoterstangenmotoren dit soort tuimelaars aangeboden. Voor dit type motor uit andere landen is men veelal op zelfwerkzaamheid aangewezen. Om tot een grotere kleplift te komen, moet de tuimelaar aan

Afb. 15.27. Door het anderen van de over gingsverhouding va tuimelaars kan men kleplift en de vrije do laatoppervlakte verg ten. Om dit in die zin doen, moet de tuime aan de zijde van de terstang ingekort of a de klepzijde verleng den.



Afb. 15.26. Dit diagram toont de verschillende klepliftcurven van de Honda VTEC. Duidelijk zijn de geringe lift en de praktisch overlapvrije openingstijden vanwege de tamme nokken.

de bedieningszijde als het ware ingekort en aan de klepzijde verlengd worden. Eerst moet natuurlijk de overbrengingsverhouding van de originele tuimelaar bepaald worden om het gewenste resultaat te kunnen berekenen. Is bij voorbeeld de oorspronkelijke noklift 6,5 mm, de overbrengingsverhouding 1,3:1 dan is de kleplift 8,5 mm. Veranderen we nu de overbrengingsverhouding van de tuimelaar naar 1,4:1 dan komen we op een kleplichthoogte van 9,1 mm. Als bovengrens van de kleplift kunnen we het beste aanhouden - om deze niet te groot te maken - ongeveer 25% van de klepdiameter. In geen geval moet de 30% worden overschreden. Ook bij deze methode van doorlaatvergroting moeten we met een stijging van de massakrachten rekening houden.
Ten slotte wijzen we nog op de mogelijkheid die toegepast kan worden bij oudere typen motoren met gewelfde stoters. Door het afvlakken of het aanbrengen van verkanting op de stoter kan men de klepliftcurve aanzienlijk wijzigen, waardoor de doorlaat vergroot wordt. Overigens heeft deze methode ook zo zijn nadelen;



Afb. 15.27. Door het veranderen van de overbrengingsverhouding van de tuimelaars kan men de kleplift en de vrije doorlaatoppervlakte vergroten. Om dit in die zin te doen, moet de tuimelaar aan de zijde van de stoterstang ingekort of aan de klepzijde verlengd worden.

nokkenas en/of stoters zouden wel eens vroegtijdig kunnen slijten. Bij motoren met meer cilinders is het de kunst de stoters identiek te bewerken; met eenvoudige middelen is dit praktisch niet mogelijk. Noodzakelijk is het echter wel, om voor alle cilinders eenzelfde kleplift te realiseren.

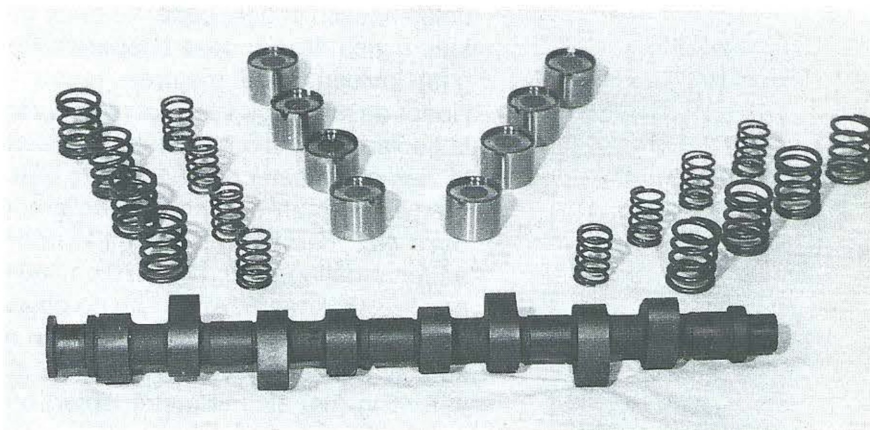
15.15 Snellere nokkenassen

De meest ingrijpende methode om de klepliftcurve te veranderen en daarmee ook het kleppendiagram is het wijzigen van het nokprofiel. U verandert daarmee de kleplift, de kleptiming, de overlap en de wijze waarop de klep geopend wordt. U kunt zich afvragen waarom de hiervoor beschreven wat provisorisch aandoende methoden eigenlijk nodig zijn.
Het antwoord hierop is eenvoudig. Het nokprofiel van moderne motoren is uiterst gecompliceerd en de daaruit resulterende kleplift, klepsnelheden en klepversnellingen zijn alleen met behulp van uitgebreide berekeningen, eventueel met een computer, te achterhalen. Bovendien willen we nokken toepassen die soepel verlopen, dat wil zeggen van basiscirkel naar de flank en dan een niet al te scherpe top (Engels: lobe). De massaversnelling wordt dan sterk gereduceerd. Als naar oud gebruik de basiscirkel wordt geslepen en de nok van een scherp profiel wordt voorzien, waardoor het kleppendiagram aardig overhoop wordt gegooid, zal in de praktijk blijken dat de motor onhandelbaar is geworden. Afgezien van de extra geluidsvorming veroorzaakt door de te steile nok, moeten we rekening houden met snelle slijtage van nokken en stoters. Het hoeft dan verder ook geen uitleg dat het ontwerpen van een nieuw nokprofiel, dat onder alle bedrijfsomstandigheden feilloos moet werken, nog moeilijker is. Afgezien nog van de gecompliceerde berekeningen, het testen en de benodigde machines voor het slijpen en harden van de nokkenas. Met andere woorden, dit betekent dat het zelf maken van een nokkenas of zelfs wijzigen van een bestaande voor de privé-sleutelaar bijna onmogelijk is. Men kan zich het beste beperken tot de kant-en-klare speciale nokkenassen die voor veel motoren leverbaar zijn. De verschillende typen nokkenassen die autofabrikanten voor hun eigen auto's leveren genieten de voorkeur, omdat ze goed en goedkoop zijn. Voor veel motoren zijn speciale nokkenassen leverbaar; deze worden door tuners en nokkenasspecialisten aangeboden. Niet alle nokkenassen vormen een weldaad voor de motor. Houd daarom rekening met een vervroegde slijtage en andere onaangename bijverschijnselen. Het is dan ook raadzaam nokkenassen van gerenormeerde firma's te gebruiken; Albert

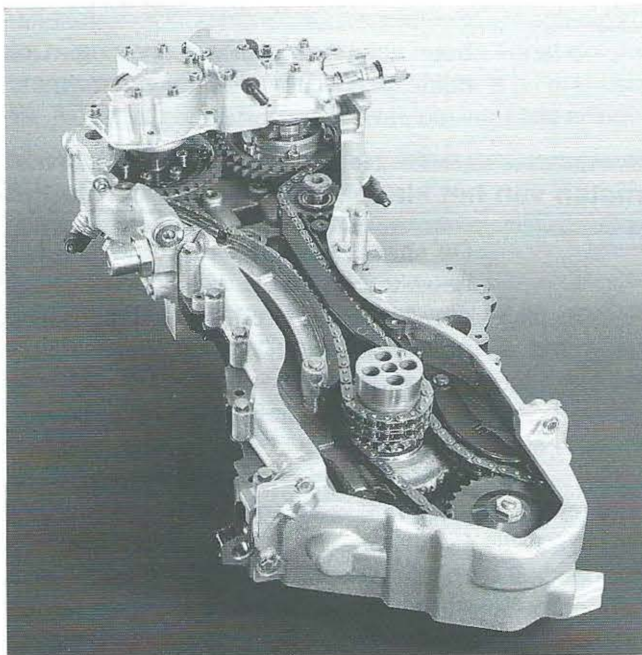
Schleicher, Dr. Schrick, Piper, Iskenderian, Kent. Zij beschikken over vakmanschap en ervaring. Ook dient men bij aanschaf duidelijk het gebruiksdoel van de motor voor ogen te hebben.

15.16 Het meten van het kleppendiagram en de kleplift

De specificaties van nokkenasfabrikanten zijn vaak vaag en onnauwkeurig. Het is dan goed om te weten hoe we zelf het kleppendiagram en de kleplift kunnen meten. Alleen dan kunnen we een vergelijking tussen de speciale en de standaardnokkenas maken en zien waar de speciale nokkenas het extra vermogen c.q. de grote doorlaat vandaan haalt.
Eerst meten we met een schuifmaat de nokhoogte. Dit is de afstand van de onderzijde - de basiscirkel - tot de top van de nok; vaak met lob aangeduid (van het Engelse lobe). Dan meten we de diameter van de basiscirkel, delen deze door twee en het resultaat trekken we af van de waarde verkregen uit de meting basiscirkel tot lobe. We hebben dan de nokhoogte berekend. Als u over V-blokken beschikt of de nokkenas tussen centers kunt plaatsen en bovendien een meetklok met standaard kunt lenen - die u toch nodig hebt om het kleppendiagram op te stellen - is er een nog meer zuivere methode. U legt de nokkenas op de blokken of spant deze tussen de centers en plaatst de taster van de meetklok op de lobe. U verdraait vervolgens de nokkenas. Op de plaats van de nokflank waar de meetklok een stabiele waarde aangeeft (stijgt of daalt niet meer), stelt u deze op nul. U verdraait de nokkenas tot de lobe en u leest de noklift af.
Met behulp van de overbrengingsverhouding van de tuimelaar kunt u de kleplift berekenen. De overbrengingsverhouding van de



Afb. 15.28. Speciale nokkenassen met klepveren en lichter gemaakte komstoters voor de VW 827-motor



Afb. 15.29. De distributiebehuizing van de zescilinder-BMW M3. Ondergebracht zijn de aandrijving van de duplex-ketting, voor de oliepomp en de nokkenasverstelling VANOS (bovenzijde).

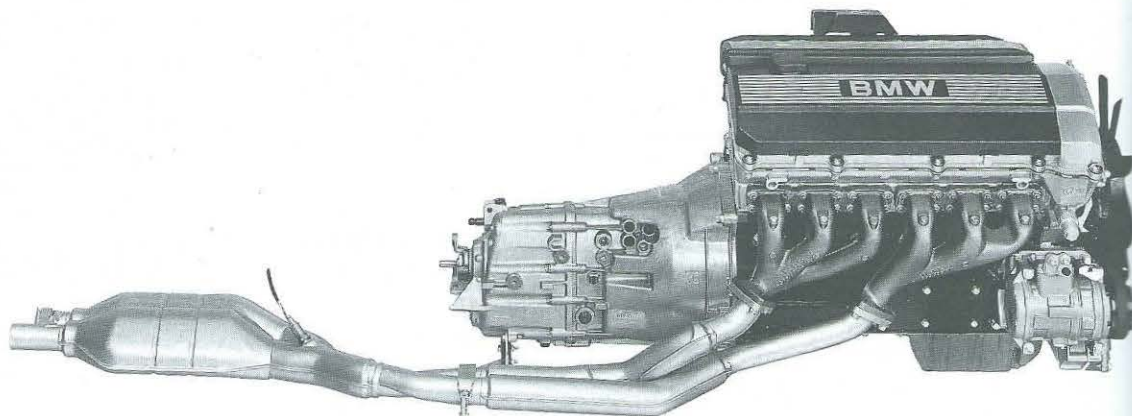
tuimelaar is de noklift gedeeld door de kleplift. Deze laatste kunt u ook met de meetklok meten. Houd rekening met de klepspeling. Meer gecompliceerd is het opstellen van het kleppendiagram. Eerst de klepspeling van de klep waar de meting gaat plaatsvinden op de theoretische waarde afstellen. Vervolgens plaatst u de meetklok op de klepschotel, de komstoter of boven de klepsteel. Deze onderdelen moeten dan in lijn liggen met de taster. Is dit niet mogelijk en wilt u de kleplift exact weten, dan moet u een en ander met berekeningen corrigeren. Voor een vergelijking tussen twee nokkenassen in eenzelfde motor bij gelijke meetomstandigheden kunt u zich deze moeite besparen. Parallele afwijkingen hebben geen invloed op het meetresultaat.
Nadat de meetklok voor het meten van de waarden van de inlaat is geplaatst, kunt u het beste de motor een keer ronddraaien om te zien of de taster op haar plaats blijft. Vervolgens wordt aan het vliegwiel of aan een poelie een gradenschijf bevestigd. Hebt u deze niet, dan kan er een uit karton gemaakt worden met een onderverdeling in 90, 180, 270 en 360 (of 0) graden (in wezen dus een kruis tekenen). Alleen op de plaatsen die belangrijk zijn voor het kleppendiagram kunnen we een meer exacte verdeling maken. Wat meer houvast hebben we als een vel met een gradenverdeling (net als millimeterpapier) op de kartonnen schijf wordt

geplakt. Vervolgens wordt de zuiger van de cilinder waarboven de meetklok zich bevindt (het liefst de eerste cilinder) in het BDP gezet. De gradenschijf moet dan ook met de markering aangevende BDP in de juiste stand gezet worden. Hiertoe maken we van een stukje ijzerdraad een wijzer, klemmen deze 'ergens' tussen en stellen deze op het BDP van de gradenschijf. Laat de motor nu voorzichtig en langzaam ronddraaien (in de normale draairichting!) totdat de inlaatklep begint te openen (zien we aan de meetklok). Deze waarde wordt genoteerd (inlaat opent...). U draait nu verder en noteert om de 5 tot 10 graden de waarden voor de kleplift die de meetklok aangeeft. Hetzelfde is van toepassing op de uitlaatklep. Aansluitend (na een paar keer meten...) kunnen de verkregen waarden op millimeterpapier worden overgebracht. Tenzij u werkt met een digitale meetklok aangesloten op een pc, want dan wordt dat, mits u beschikt over de juiste programmatuur, voor u gedaan. Op de x-as (horizontaal) noteert men de krukasgraden (tot 360) en op de y-as (verticaal) maakt men een indeling in 1/10 mm voor de kleplift. Op deze wijze verkrijgt men een kleplift-of kleplichthoogtediagram. Hebt u de moed nog niet verloren, dan kunt u uit deze gegevens nog een grafiek samenstellen waarin de totale vrije doorlaat bij x-aantal krukasgraden wordt weergegeven. De formules hiervoor vindt u in paragraaf 13.10. Op de x-as geeft u de krukasverdraaiing weer en op de y-as de kleplift gecombineerd met de doorlaatoppervlakte (zie ook paragraaf 15.11). Ter vergelijking moet u natuurlijk ook een kepliftcurve van de standaardnokkenas samenstellen.

16 Het uitlaatsysteem

16.1 Inleiding

Er ligt een wereld van verschil tussen de simpele uitlaat van de eerste auto's, die uit niets meer bestond dan een eenvoudig stuk pijp met een klep erachter, en een modern uitlaatsysteem. Het was overigens niet de ontwikkeling gericht op meer vermogen die de uitlaatsystemen steeds volumineuzer en complexer deden worden, maar meer de extra functies die in de loop der tijd erbij kwamen. Een wezenlijke functie van een uitlaatsysteem is, althans volgens de wetgever, de geluidsdemping. De steeds strenger wordende voorschriften gericht op een steeds lager wordend toelaatbaar geluidsniveau maakte de toepassing van meer complexe uitlaatsystemen noodzakelijk. Een belangrijke functie is daar inmiddels bijgekomen: het reinigen van uitlaatgassen. Waar anders als in het uitlaatgastraject van de motor kan het omzetten van



Afb. 16.1. Het uitlaatsysteem (voorste deel) van de zescilinder-lijnmotor van BMW met vier kleppen per cilinder. Drie cilinders monden in een gietstuk uit (ovale kanalen) en worden over een korte afstand samengeleid. Daarna een lange pijp naar de katalysatoren. Ten behoeve van het snel opwarmen van de katalysatoren zijn de pijpen ommanteld. De lambda-sonde is, zoals gewoonlijk, net voor de katalysatoren gemonteerd.

16.2 Beperkte m

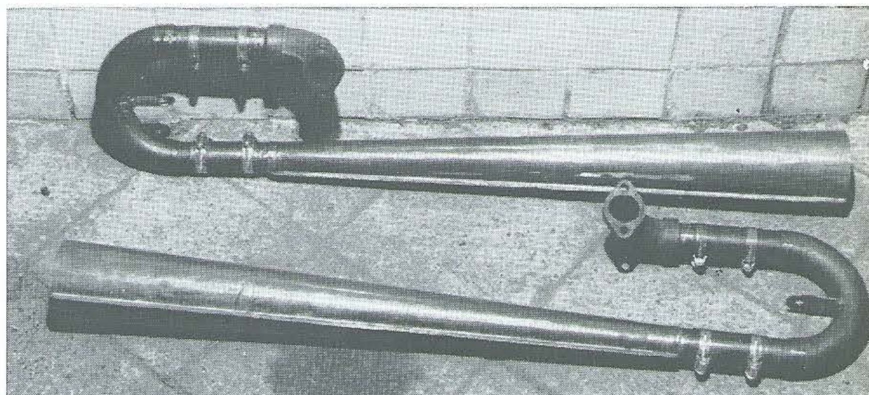
Afb. 16.2. Relatief ee dig is de race-uitlaa de tweecilinder-box tor van de Steyr-Pu Twee qua lengte af stemde en 180° ge pijpen monden uit i drukverlagende me

Afb. 16.3. Een kun voor lassers is het voegen van vier pi een grote pijp

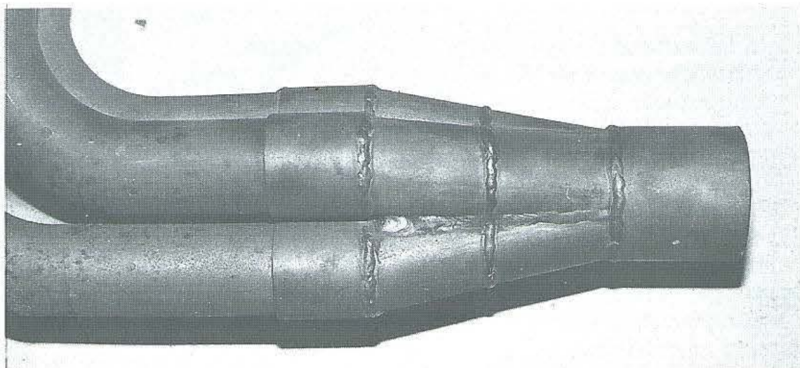
schadelijke uitlaatgasbestanddelen in een minder kritisch samengestelde emissie beter geschieden. Dientengevolge is de katalysator in het uitlaatsysteem opgenomen, waarbij ook de zuurstofsensor - de lambda-sonde - in de uitlaatgasstroom is geplaatst.
Vanwege het reusachtige volume tot waar de uitlaatsystemen van auto's met grote motoren is uitgegroeid, is het monteren hiervan onder de bodem van de auto een echt probleem geworden. Daarom wordt bij het ontwerp van moderne auto's bij de constructie van de bodemgroep het uitlaatsysteem als een integraal bestanddeel beschouwd. Duidelijk is dat wijzigingen achteraf moeilijk uit te voeren zijn. Maar behalve alle wettelijke eisen en de ruimteproblemen zal de constructeur een van de belangrijke taken van het uitlaatsysteem niet uit het oog verliezen. En dat is het afvoeren van het uit de cilinders stromende uitlaatgas met zo min mogelijk vermogensverlies.

16.2 Beperkte mogelijkheden

Onder voornoemde omstandigheden zal het duidelijk zijn dat het tamelijk moeilijk wordt in het kader van de toelating op de openbare weg het uitlaatsysteem te optimaliseren.



Afb. 16.2. Relatief eenvoudig is de race-uitlaat voor de tweecilinder-boxermotor van de Steyr-Puch. Twee qua lengte afgestemde en 180° gebogen pijpen monden uit in een drukverlagende megafoon.

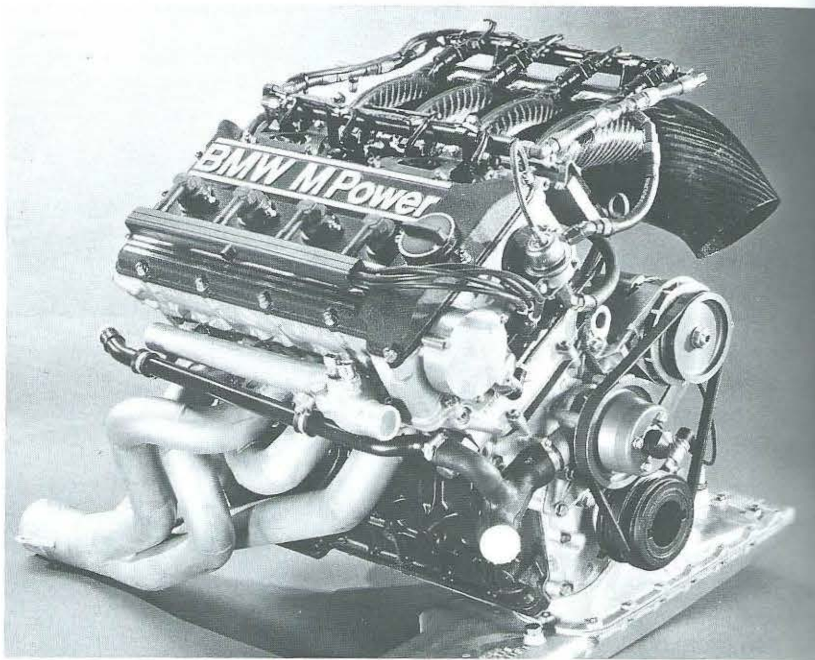


Afb. 16.3. Een kunstwerk voor lassers is het samenvoegen van vier pijpen tot een grote pijp

Meestal heeft de fabrikant bijna alles gedaan om vermogensverlies zo veel mogelijk te vermijden, waarbij aan de andere kant alle maatregelen gericht op het verkrijgen van meer vermogen bijna altijd de onaangename eigenschappen hebben dat de geluidsdruk boven de toelaatbare grens komt. Desalniettemin zijn er mogelijkheden binnen de strakke kaders, waarbij echter ook de toename van vermogen begrensd is. Voor voertuigen die aan races of andersoortige wedstrijden deelnemen, zijn geluidsbepalingen wat vrijer of niet van toepassing. Dit laatste bij sommige formule-klassen. Bij het ontwerpen van een uitlaatsysteem staat daar met betrekking tot het geluid niets in de weg.

16.3 Het gebruik maken van de gasdynamica

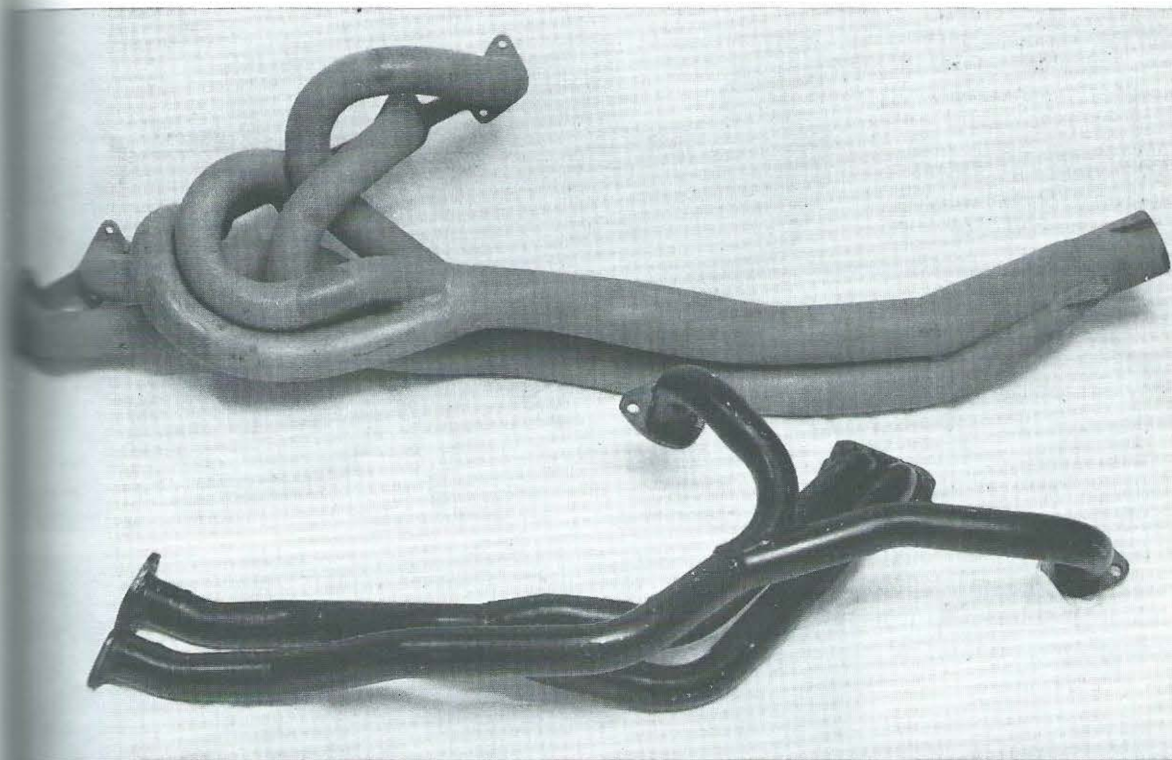
Net zoals het inlaatgedeelte kan ook met behulp van het uitlaatgedeelte het vermogen (vullingsgraad) in hoogte en karakteristiek beïnvloed worden. In tegenstelling tot het inlaatgedeelte wordt de gasstroom aan de uitlaatzijde slechts in geringe mate door de zuigerbeweging geactiveerd. De bruikbare gasbeweging in het uitlaatgedeelte wordt nog eerder geoptimaliseerd door het drukverloop (het plotseling wegvallen van de druk) dat optreedt bij het openen van de uitlaatklep. Tijdens het eerste ogenblik dat de uitlaatklep opent, stroomt het grootste deel van het verbrande gas



Afb. 16.4. Deze uit pijp gelaste uitlaat voor de BMW groep A-motor toont de voor race-uitlaten typerend grote diameter die voor een hoge gasdoorlaat bij hoge toerentallen is ontworpen. Het aanzuiggedeelte uit carbonfiber is eveneens voor een hoog vermogen geconstrueerd.

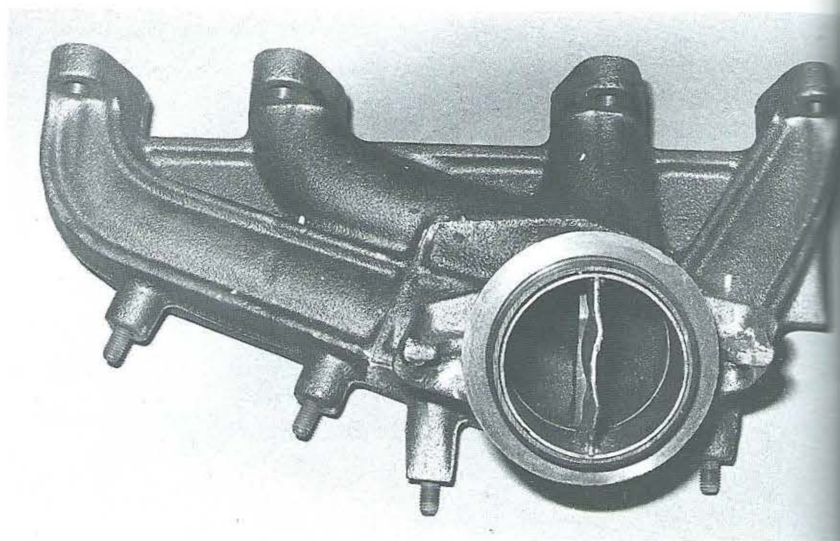


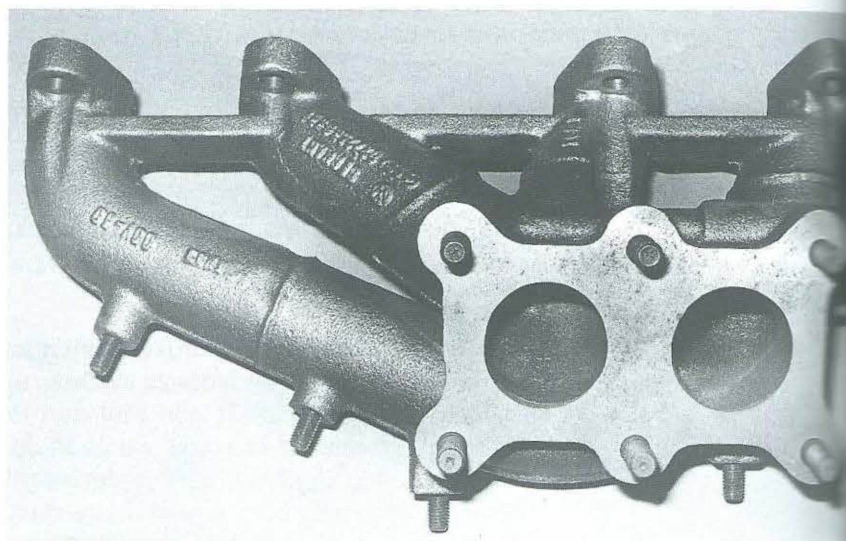
Afb. 16.5. Uitlaatspruits voerd. Voor de zescilin



Afb. 16.5. Uitlaatspruitstukken worden vanwege ruimteproblemen vaak als een twee-in-een uitgevoerd. Voor de zescilinder wordt dat dan een drie-in-een.

-door het plotselinge drukverschil tussen cilinder en uitlaatsysteem - al het uitlaatgedeelte in. Deze uitstromende uitlaatgashoeveelheid veroorzaakt een met aan de snelheid van het geluid gepaard gaande drukgolf, waarvan de terugslag onder bepaalde omstandigheden een nog verder leegstromen van de cilinder (het restgas) verhindert. Als het hoge drukverschil tussen cilinder en uitlaatgedeelte opgeheven is, zorgt de zuiger pas voor het verder uit de cilinder drukken van het restgas.
In deze fase zijn de drukverhoudingen kort voor het sluiten van de uitlaatklep bepalend voor de samenstelling van het uitlaatgas. Is de druk in het uitlaatsysteem hoog, dan zal er te veel restgas in de cilinder achterblijven met een nadelig effect voor de vulling. Bij een juiste afstemming kan de druk in deze fase zodanig verminderd worden dat de cilinder bijna geheel geleegd wordt. Een vullingsgraad van over de 1,0 met toepassing van een optimaal inlaatsysteem is daarvan het bewijs.
Een zeer belangrijke voorwaarde voor een de vulling ondersteunend resonantiegedrag van het uitlaatsysteem van motoren met





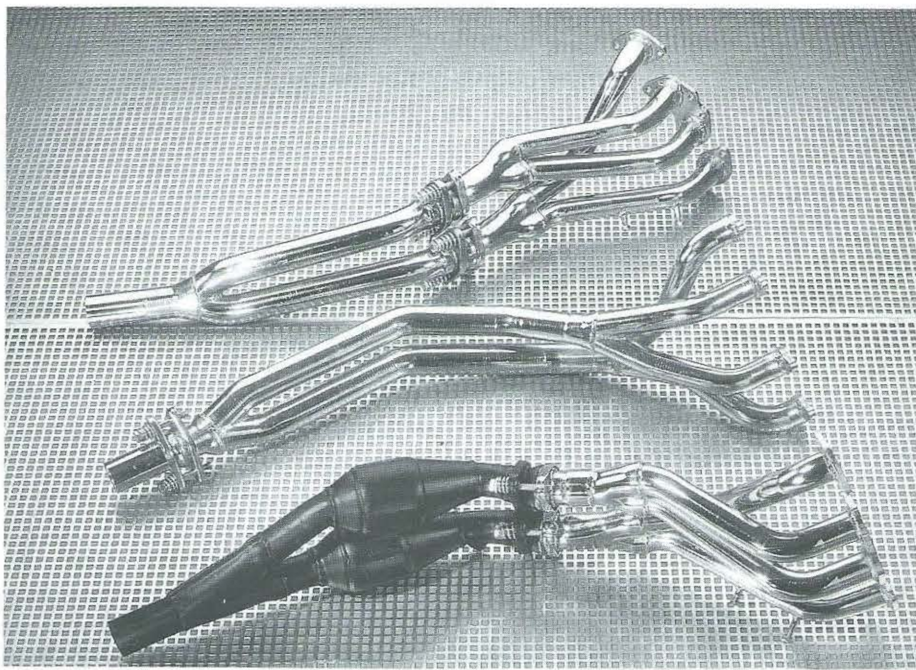
Afb. 16.6. Het samenleiden van vier uitlaatstromen in een kort spruitstuk is niet efficiënt (boven). Een betere oplossing vormt het spruitstuk waar de cilinders 4 en 1 evenals 2 en 3 (onder) worden samengevoegd (Golf GTI).

meer cilinders, is een juiste combinatie van de diverse uitlaatgasstromen. Als, zoals vroeger nogal eens voorkwam, alle zes uitlaatkanalen van een zescilinder-lijnmotor in een gezamenlijk spruitstuk werden geleid, ontstonden er ongewenste interferenties en drukpieken met een ongunstige tegendruk als gevolg. Teneinde dit te vermijden, worden de verschillende gasstromen van de cilinders met de grootste (ontstekings)afstand in de ontstekingsvolgorde samengevoegd. Bij een viercilinder is dit 360 graden en bij een zescilinder 240 graden. Acht- en twaalfcilinders kunnen naar analogie worden samengevoegd. Gelijke pijplengten, zoals die bij gevorkte spruitstukken gerealiseerd kunnen worden, maken

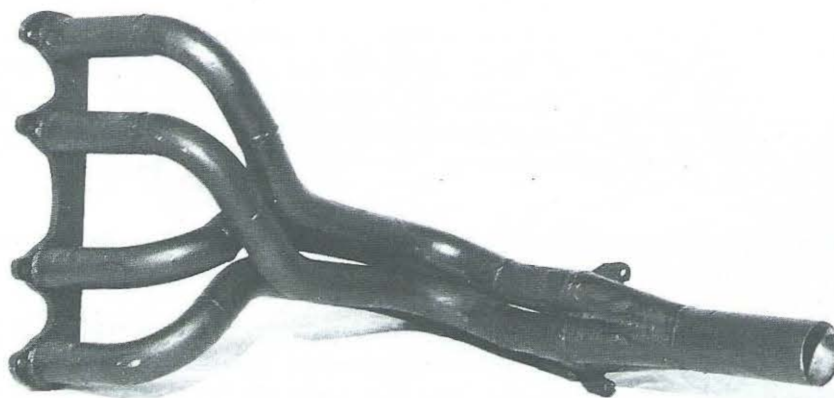
het mogelijk dat het uitlaatsysteem op bepaalde toerengebieden wordt afgestemd. Dit vergt veel testwerk op de proefstand.
Het principe van de gasgeleiding en de opstelling van de uitlaatpijpen is in de afbeeldingen te zien. We willen zuiver schematisch enige motortypen met de verschillende cilinderconfiguraties nader verklaren.

16.4 Viercilinder-lijnmotor

De in de ontstekingsvolgorde verst uit elkaar liggende cilinders worden samengevoegd. De mogelijke ontstekingsvolgordes voor de viercilinder-lijnmotor zijn 1-3-4-2 en 1-2-4-3. In beide gevallen liggen de cilinders 1/4 en 2/3 het verst - namelijk 360 graden - uiteen, waarbij de ten behoeve van de gasstroming meest gunstige pijplengte (circa 350-450 mm) op de proefstand getest moet worden. In ieder geval streven we naar gelijke pijplengten. Dit is in de praktijk wegens ruimteproblemen meestal moeilijk te verwezenlijken. De twee vanaf de uitlaatkanalen in de cilinderkop lopende pijpen komen op een bepaald punt te zamen (omgekeerde



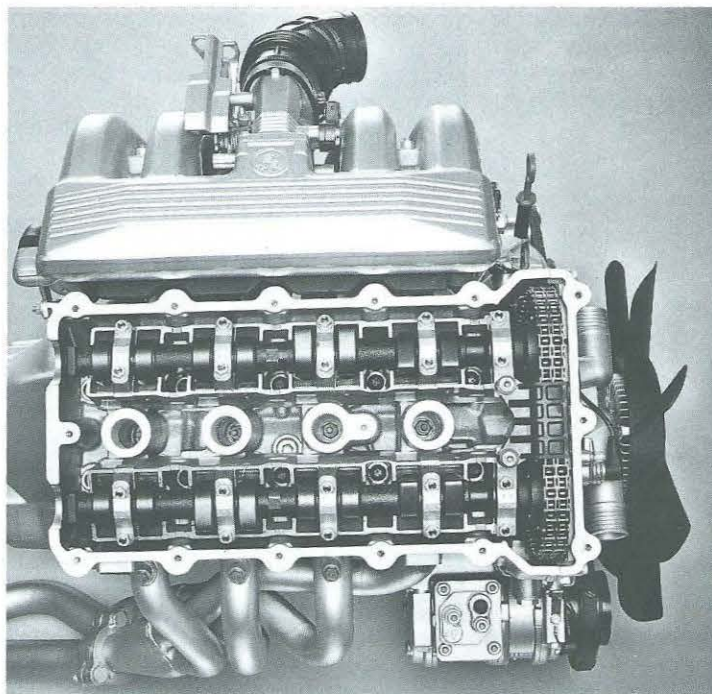
Afb. 16.7. Speciale uitlaatsystemen van Hartmann voor de Golf; de onderste is uitgevoerd met een katalysator voor iedere twee cilinders



Afb. 16.8. Deze afbeelding toont een vier-in-een-ontwerp voor een race-motor. Dit type is wat ingewikkelder en vraagt meer ruimte dan een twee-in-een.

vork) en als de lengte is bepaald, wordt deze pijp samengeleid met die van de andere twee cilinders. De lengte van dit gevorkte spruitstuk speelt voor de vermogenskarakteristiek een wezenlijke rol. De optimale lengte is alleen te bepalen door proefstandtests, omdat deze ook afhankelijk is van het inlaatgedeelte en het nokkenasdiagram. Natuurlijk moet de pijpdiameter na iedere samenvoeging groter worden om het grotere volume aan uitlaatgas te kunnen verwerken.

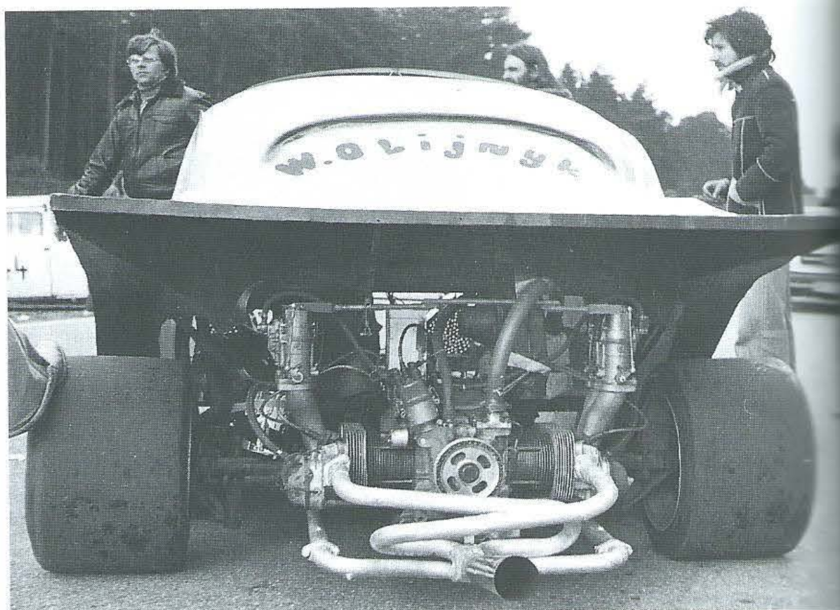
Na de laatste samenvoeging in de grootste pijp, mondt deze laatste uit - bij een gedempt systeem - in de uitlaatdemper. Bij wedstrijdsystemen eindigt deze pijp - als de reglementen het toelaten - vaak zijdelings onder het portier. Deze lengte is ook door proeven tot stand gekomen. Bij veel viercilindermotoren zijn de beide middelste kanalen (cilinders 2 en 3) al in de cilinderkop samengevoegd. In dat geval is het niet zo eenvoudig. Met een y-vormige pijp voor de cilinders 1 en 4 en een gemeenschappelijke pijp voor 2 en 3 kunnen echter goede resultaten worden bereikt. In het bijzonder bij Engelse motoren (bij voorbeeld de Mini, MGB, MG Midget enz.) treft men deze opstelling aan. In veel gevallen worden de twee pijpen van de cilinders 1/4 en 2/3 niet meer in een grote pijp geleid, maar monden uit in de demper. Ook kwamen bij viercilindermotoren volledig tot de eindpijpen gescheiden systemen voor; in verhouding tot de samengevoegde configuratie gaf dit amper een vermogenswinst te zien. Bij veel moderne viercilinders treft men tegenwoordig van huis uit al een goede opstelling aan met een consequente toepassing van het principe van samengevoegde pijpen. Meestal zijn de cilinders 1/4 en 2/3 in een kort



Afb. 16.9. Spruitstukken met gescheiden kanalen worden ook steeds meer bij kwalitatief hoogstaande seriemotoren toegepast, meestal bij vierkleppers. De afbeelding toont de BMW-viercilinder van de 318iS met een twee-in-een-installatie. De bouten in de pijpen dienen voor emissiemetingen.

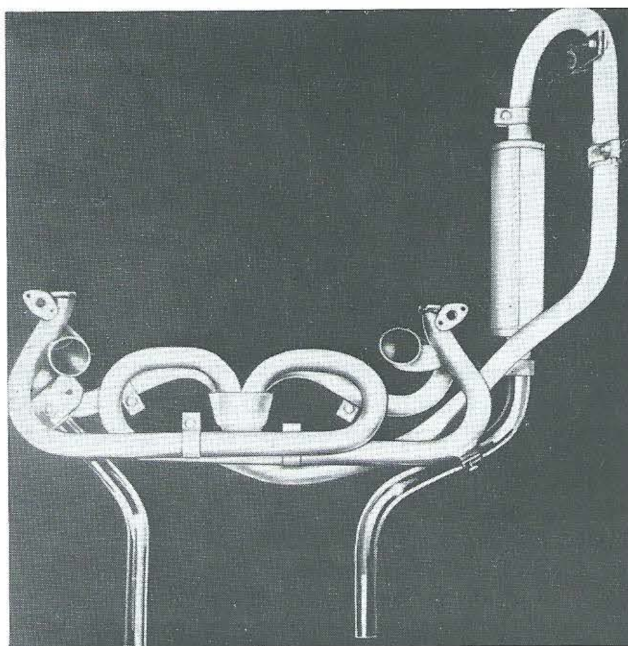
spruitstuk samengevoegd en een gevorkt pijpenstelsel met een bepaalde lengte leidt de gasstroom in de eerste geluidsdemper. Een verandering van het systeem (bij voorbeeld door het verkorten van de grote doorgaande pijp) kan bij een aangepaste nokkenas zijn vruchten afwerpen. Een test op de proefstand is onvermijdelijk, zeker in het geval dat er geen ervaringswaarden ter beschikking staan.
Terwijl de meeste tweekleps-viercilindermotoren met gegoten spruitstukken zijn uitgerust, treft men bij de motoren met vier kleppen per cilinder in toenemende mate al gevorkte pijpen aan (bij voorbeeld Opel Astra GSi 16V, BMW 318iS). Omdat op het niveau van vier kleppen per cilinder alles gericht is op een hoog vermogen en een hoog rendement, is er op het punt van uitlaatspruitstukken nog maar weinig meer te bereiken. Veel motoren met vier kleppen per cilinder kennen al acht gescheiden pijpen tot de samenvoeging (Peugeot MI16). Bij gevorkte systemen is het dan meestal gunstiger de cilinders niet paarsgewijze samen te voegen, maar vier pijpen ineen te leiden (een 4 in 1).

Afb. 16.10. De Kever-motor in deze dragster beschikt over een vier-in-een met gelijke pijplengten en een megafoon



16.5 Viercilinder-boxermotor

Bij de viercilinder-boxermotor kan het beste een systeem worden toegepast dat overeenkomt met de door Porsche ontwikkelde

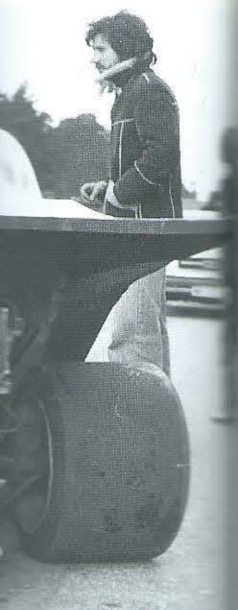


Afb. 16.11. Achter in de Kever is er weinig plaats. Om pijplengte te kunnen winnen, zijn er heel wat bochten nodig. Een geluidsdemper is eveneens gemonteerd. Deze installatie geeft ten opzichte van de standaarddemper een vermogenswinst van ongeveer 2,5 kW.

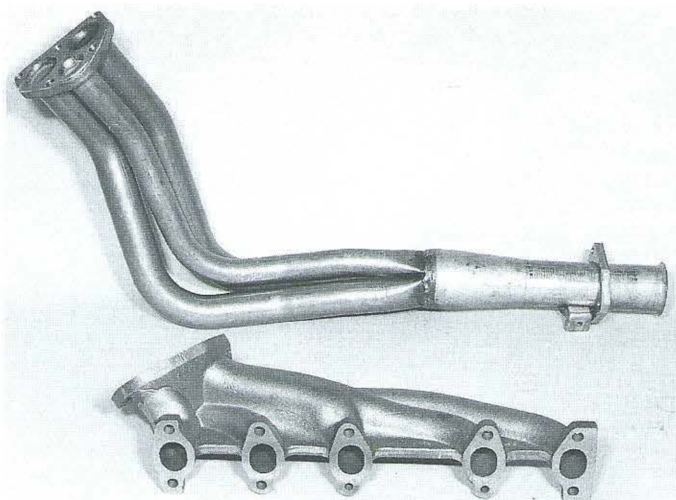
Afb. 16.12. Ook
vijfcilinder loont
gescheiden afv
het uitlaatgas. D
ders een en vie
twee en drie zij
voegd; cilinder
in een dunne p
(Audi).

16.6 Vijfcili

16.7 Zes- e



teem worden
ontwikkelde



Afb. 16.12. Ook bij een vijfcilinder loont zich het gescheiden afvoeren van het uitlaatgas. De cilinders een en vier, evenals twee en drie zijn samengevoegd; cilinder vijf mondt in een dunne pijp uit (Audi).

Sebring-uitlaat. De vier pijpen worden op gelijke lengte gebracht en komen in een grote pijp bijeen of monden uit in een geluidsdemper (Porsche 912, VW). In de wandeling wordt dit type wel spaghetti-uitlaat genoemd. Bij wedstrijdmotoren - bij voorbeeld bij de eens zeer populaire formule Vee - gaf een juist getrimde megafoon de beste resultaten.

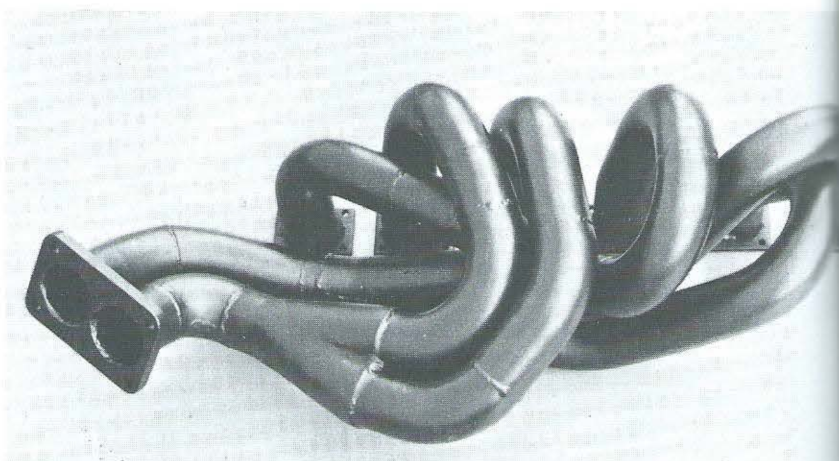
16.6 Vijfcilinder-lijnmotor

Een separaat geleide emissie doet het ondanks het oneven cilinderaantal ook bij de vijfcilindermotor goed. Zo voegde Audi de cilinders 1 en 4 alsook 2 en 3 paarsgewijze samen, cilinder nummer 5 heeft een aparte pijp tot het punt waar ze alle drie elkaar ontmoeten.

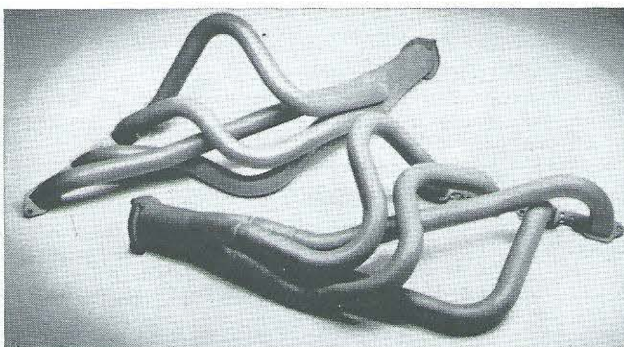
16.7 Zes- en achtcilindermotoren

Bij de zescilinder-lijnmotor voegt men meestal drie cilinders (1/2/3 en 4/5/6) in een spruitstuk of nog beter in een driemaal gevorkte pijp te zamen. Goede uitlaatsystemen lopen dan verder gescheiden van de geluidsdemper naar de eindpijpen. Bij gedeeltelijk samengevoegde uitlaten zijn de cilinders 1/2/3 en dan 4/5/6 te combineren, waarbij op een gelijk volume van de spruitstukken gelet moet worden.

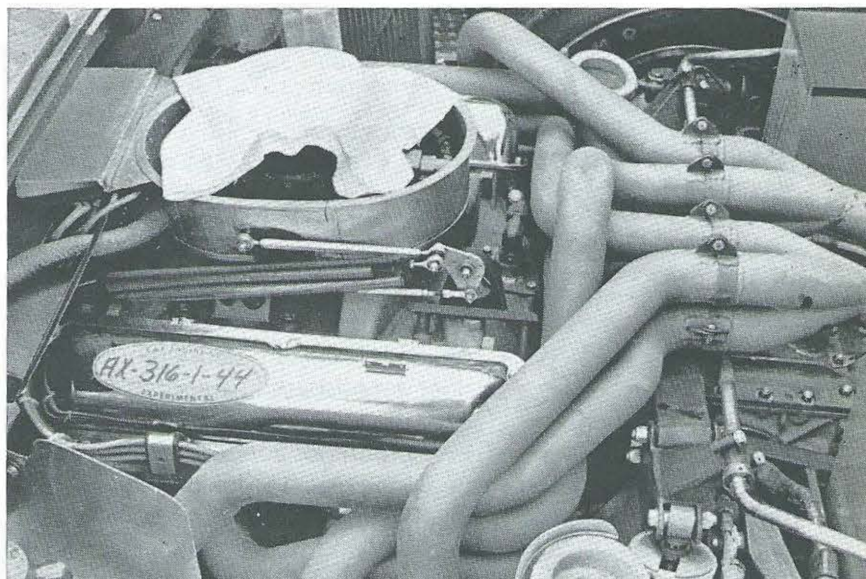
Afb. 16.13. Dit spruitstuk van de zescilinder-lijnmotor van de BMW M1 was als een dubbele drie-in-een uitgevoerd. Mede door de vele bochten was dit een meesterstuk qua laswerk.



Bij zescilinder-V-motoren of -boxermotoren voegt men meestal een cilinderrij samen, waarbij eveneens naar gelijke lengten en volumes wordt gestreefd. Zo resulteerde bij voorbeeld de drievoudig uitgevoerde uitlaat (gelijke lengten) van de Porsche 911 S, ten opzichte van de enkele verzamelpijp per cilinderrij van de normale 911 in een vermogenswinst van ongeveer 6 kW (8 pk).
Bij twaalfcilindermotoren, die hetzij in V-vorm zijn ontworpen (BMW, Mercedes, Jaguar), hetzij als motor met horizontaal geplaatste cilinders (onder een hoek van 180 graden, bij voorbeeld Ferrari Testarossa), kan het uitlaatsysteem overeenkomstig twee zescilinder-lijnmotoren ontworpen worden.
Moeilijker is het bij een V8-motor. Vanwege de kruktappen met een verzet van 90 graden en de daardoor ongelijke ontstekings-



Afb. 16.14. Heel moeilijk zijn gelijke pijplengten bij een V8 te verwezenlijken, omdat zich ook hier ruimteproblemen voordoen. Deze spruitstukken passen op alle Chevrolet V8-motoren.

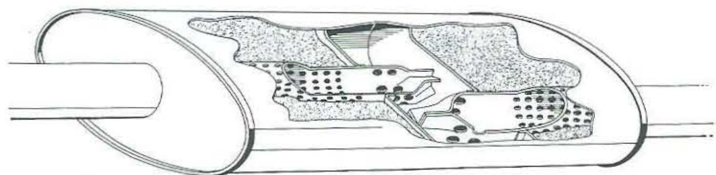


Afb. 16.15. Bij deze Ford V8-racemotor, die op een seriemotor met ongelijkvormig geplaatste kruktappen is gebaseerd, wordt steeds een uitlaatpijp naar de uitlaat van de andere zijde geleid. Alleen op deze wijze kunnen de cilinders met de meest gelijke ontstekingsintervallen worden samengevoegd.

volgorde, die overigens ook voor het typische V8-geluid verantwoordelijk is, kan de achtcilinder niet zonder meer in twee viercilinders opgedeeld worden. Weliswaar wordt dit vanwege ruimteproblemen vaak gedaan, maar ideaal is het niet. Om tot een optimale resonantieafstemming te komen, dient meestal van de tegenoverliggende cilinderrij een uitlaatpijp in het systeem van de andere cilinderrij gevoegd te worden.
Eenvoudiger, namelijk net als bij twee viercilindermotoren, is het bij de achtcilindermotoren met kruktappen geordend op 180 graden, zoals toegepast door Ferrari bij de 328 en 348. Men neemt ten gunste van een optimale afstemming een wat onrustiger motorloop op de koop toe. Beide cilinderrijen kunnen apart geoptimaliseerd worden. Vanzelfsprekend zijn formule-wedstrijdmotoren, zoals de Ford Cosworth V8, op deze wijze geconstrueerd.

16.8 Het verdere verloop van de uitlaat

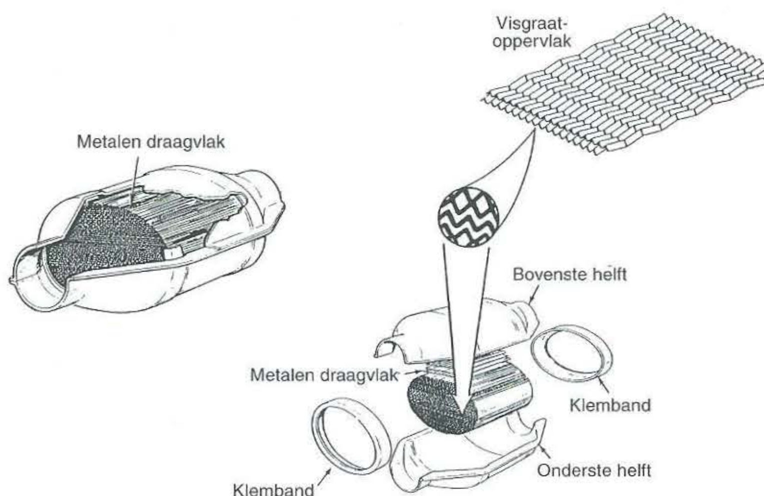
Het verdere verloop van het uitlaatsysteem zullen we schematisch schetsen. Om toch een goede geluidsdemping zonder veel vermogensverlies te bereiken, zijn bij viercilindermotoren twee geluidsdempers noodzakelijk. Bijna alle viercilinders (met de motor voorin) hebben een dergelijk systeem. Bij auto's met motor achterin ontbreekt het meestal aan ruimte, zodat hier met een enkele demper moet worden volstaan.



Afb. 16.16. In de absorptiedemper wordt de geluidsenergie in het absorptiemateriaal in warmte omgezet. De interne weerstand is meestal geringer dan bij een reflexiedemper.

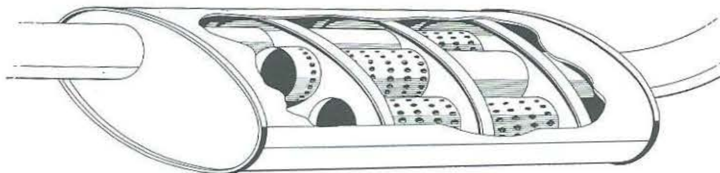
Vanuit het vermogen geredeneerd, krijgt men de beste resultaten met een zogenaamde absorptiedemper, waar het gas praktisch ongehinderd kan doorstromen. De geluidsdemping geschiedt door geperforeerde buiswanden die met een dikke laag dempingsmateriaal zijn omgeven. In het algemeen wordt tegenwoordig de eerste demper zonder dempingsmateriaal uitgevoerd. De hoofddemper - meestal dus de tweede -absorbeert het geluid door een uitgekiend systeem van schotten. Een verbetering van het vermogen is vaak mogelijk door het verwijderen van de einddemper. Vanwege het daaruit resulterende lawaai is dit niet aanbevelenswaardig.
Bij een serieproduktiewagen met een typegoedkeuring wordt het verloop van het uitlaatsysteem ook nog door andere factoren bepaald. Afhankelijk van het aantal cilinders, cilinderopstelling en de ruimte voor montage onder de bodem van de auto kan het systeem enkel, dubbel of meervoudig uitgevoerd zijn. Bij auto's met de motor voorin bestaat het systeem in het algemeen uit (in volgorde) een katalysator, eerste demper en de hoofddemper. Bij voertuigen met een hoog vermogens-/prestatieniveau kan ook nog een tussendemper gemonteerd zijn. Al die dempers, maar in het bijzonder ook de fijnmazige katalysator, verhogen de weerstand van het wegstromende uitlaatgas. Hierdoor wordt de tegendruk verhoogd. Ook te nauwe of te sterk gebogen pijpen hebben een ongunstig effect. Dit omdat een hoge tegendruk vermogen kost.
Alle maatregelen die door fabrikanten van sportuitlaten worden getroffen gaan in de richting van, naast geoptimaliseerde spruitstukken, een systeem met gereduceerde tegendruk. Hierdoor zal het ook duidelijk zijn dat sierpijpen en sport(eind)dempers nauwelijks invloed op het vermogen hebben.
De grootste veroorzaker van tegendruk is de katalysator. Uitvoeringen met een groot volume of de toepassing van metaalkatalysatoren, die bij gelijkblijvende buitenafmetingen een geringere weerstand hebben dan keramische katalysatoren, leveren meestal extra kW's.

Afb. 16.17. Voor motoren met een hoog prestatieniveau zijn metaalkatalysatoren meer geschikt, omdat bij een gelijk volume de tegendruk lager is. Deze kunnen ook thermisch hoger worden belast.



Natuurlijk is het ook rendabel de totale stromingsweerstand van het systeem te verminderen door van voren tot achteren een grotere pijpdiameter te gebruiken.
Bij deze gelegenheid nog iets over geluidsdemping. Er zijn fysiek twee mogelijkheden de geluidsdruk te reduceren. Dit is door reflexie (terugkaatsen van geluidsgolven) of door absorptie. Reflexiedempers hebben door schotten afgescheiden ruimten (kamers) zonder dempingsmateriaal. Absorptiedempers zijn met een dempingsmassa gevuld, waardoor het geperforeerde buizensysteem loopt. Bij een recht verloop (zonder bochten of verzet) heeft de absorptiedemper een geringere tegendruk dan de reflexiedemper. Meestal vindt een gecombineerde toepassing van deze systemen plaats. In het hete gedeelte (voor) gebruikt men een reflexiedemper, aan het relatief koele einde wordt meestal een absorptiedemper toegepast. De reden hiervoor is dat het absorptiemateriaal niet onbegrensd hittebestendig is. Een vermindering van de uitlaatgastegendruk kan in principe ook bereikt worden door het vervangen van reflexiedempers door grotere absorptiedempers met weinig stromingsweerstand.

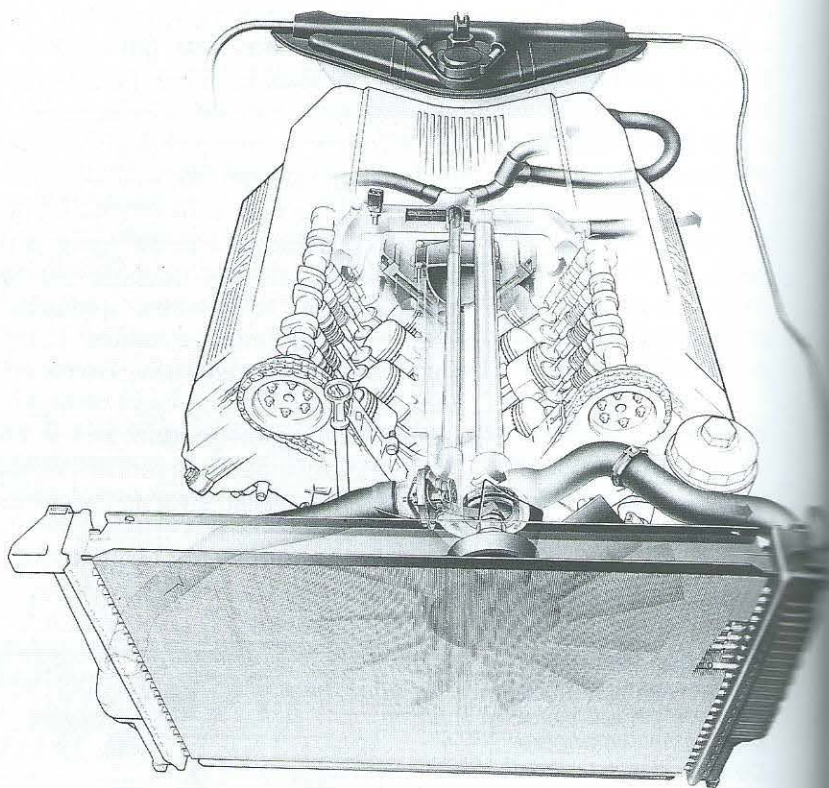
Afb. 16.18. Reflecterende hindernissen elimineren storende geluidsfrequenties in reflexiedempers. De afzonderlijke ruimten worden niet gevuld.



17 Koeling en smering

17.1 Inleiding

Over koeling en smering hoeft men zich bij een serieauto, afgezien van het regelmatig controleren van het oliepeil en koelvloeistofniveau en het tijdig olieverversen, weinig zorgen te maken. Koeling en smering zijn over het algemeen zodanig bemeten, dat men nauwelijks in moeilijkheden kan komen. Bij een getunede motor, waarvan het hogere vermogen ook een betere koeling vereist,

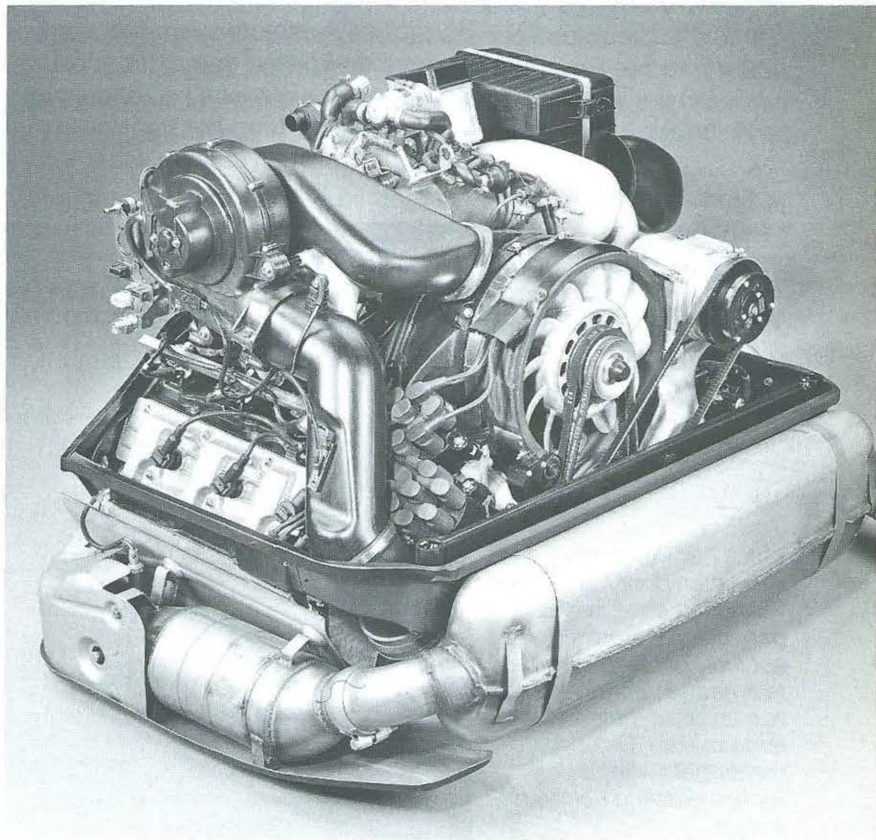


Afb. 17.1. Schema van het koelcircuit van de BMW-V8-motor. De reusachtige radiateur is van aluminium. De luchtdoorstroming wordt bij lage snelheden door een grote fan verzorgd (elf bladen) die door een viscokoppeling wordt aangedreven. De thermostaat is in de pomp ingebouwd.

dient men er zeker van te zijn dat de standaardvoorzieningen voldoende zijn. Bij vloeistofgekoelde motoren zal dit eerder het geval zijn dan bij luchtgekoelde motoren die bij extra toegevoegd vermogen qua koeling snel aan het plafond zitten.
We hebben koeling en smering in één hoofdstuk ondergebracht, omdat smeerolie, zeker bij luchtgekoelde motoren, ook een koelende functie heeft. Aan de andere kant wordt de smerende werking van olie door hoge temperaturen sterk verminderd, zodat we ook om deze reden van een verstrengeling van factoren kunnen spreken.

17.2 Verbetering van de koeling

Het ten behoeve van de warmte-uitwisseling van de motor voorhanden zijnde koelingsoppervlak wordt bepaald door de grootte van de radiateur of, bij luchtgekoelde motoren, het aantal en de grootte van de koelribben van cilinders en cilinderkop. In beide



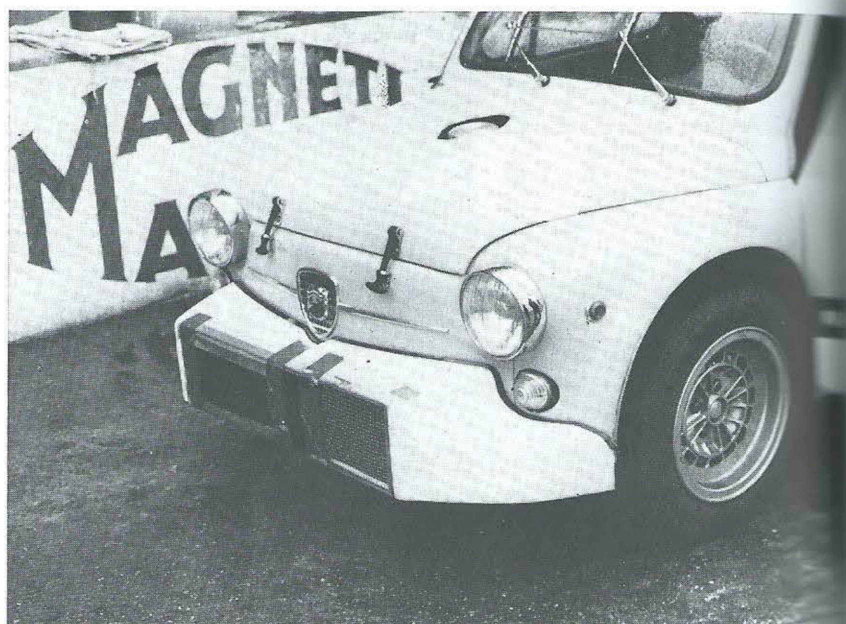
Afb. 17.2. Voor de koelluchttoevoer van de Carrera 2-motor zorgt een ventilateur met twaalf bladen, die met bijna tweemaal het motortoerental draait. De koellucht wordt uit de motorruimte gezogen.

gevallen wordt de af te voeren motorwarmte - bij vloeistofgekoelde motoren via een omweg -aan de omgevingslucht afgegeven. In het algemeen zorgt bij luchtgekoelde motoren een koelventilateur ervoor dat de benodigde hoeveelheid koellucht over de koelvlakken wordt geleid. Bij vloeistofgekoelde motoren bevorderen ventilateur(s) de luchtstroming door de radiateur. In het geval van een radiateur vóór in de auto, zal bij hogere snelheden de rijwind voldoende lucht door de radiateur blazen.

Beide typen ventilateurs nemen aardig wat vermogen voor hun rekening. Een door de motor met behulp van een V-snaar aangedreven koelventilateur slokt, afhankelijk van uitvoering en toerental, tussen de 1 en 4,5 kW (2 en 6 pk) op. Bij luchtgekoelde motoren ligt het vermogensverlies nog hoger, ongeveer 4,5 tot 9 kW (6-12 pk).

Omdat het streven is het vermogensverlies zo gering mogelijk te houden, zou het bij voorbeeld bij luchtgekoelde motoren verkeerd zijn de koeling door verhoging van het ventilateurtoerental te verbeteren. Deze methode dient men pas toe te passen als er geen andere mogelijkheden tot verbetering van de koeling meer zijn, waarbij we dan ook een koeling van de olie rekenen.

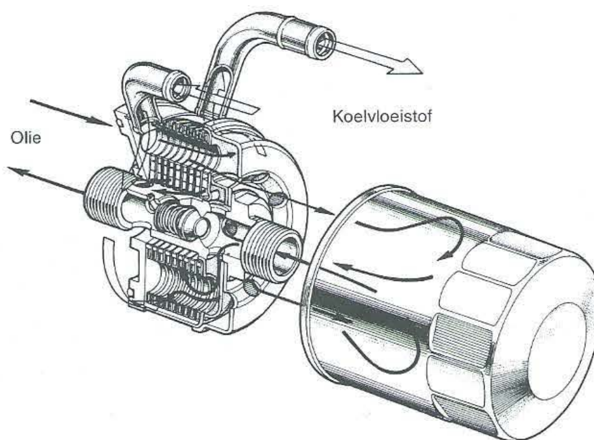
Bij moderne motoren worden vanwege ruimteproblemen en/of wegens de koeling van extra voorzieningen (bij voorbeeld airco) steeds vaker elektrisch bediende ventilateurs toegepast. Vanzelfsprekend krijgt men het voor de aandrijving daarvan benodigde vermogen ook niet cadeau. Dit wordt aan de elektrische installatie



Afb. 17.3. Bij Abarth werd men door het hoger vermogen ertoe gedwongen, de oorspronkelijk achterin geplaatste radiateur naar voren te verhuizen en deze meteen groter te maken. Deze maatregel kwam de gewichtsverdeling ook ten goede.

Afb. 17.4. In de olie-ko vloeistof-warmtewisse laar (hier die van de H da Civic CRX) verwarr de koelvloeistof in de warmloopfase de sme olie. Bij warme motor koelt de koelvloeistof d smeerolie. Het geheel aan de oliefilteraanslu ting bevestigd.

van de auto onttrokken en moet dan weer door de generator (dynamo) aangevoerd worden. De aandrijving daarvan kost weer motorvermogen.
Vloeistofgekoelde motoren laten over het algemeen een grotere vermogensstijging toe, zonder dat de koeling verbeterd hoeft te worden. Zou hier toch sprake van zijn, dan staan er diverse methoden ter beschikking de vloeistoftemperatuur te laten dalen. De beste methode is het monteren van een grotere radiateur. Sommige autofabrikanten leveren voor hun modellen een zogenaamde tropenuitvoering. Men kan dit type radiateur meestal zonder veel moeite in de standaardauto monteren.
Onder bepaalde omstandigheden kan ook het monteren van een kleine extra radiateur overwogen worden. Overigens is dit meestal niet noodzakelijk.
Vaak is het al voldoende de doorstroming van de bestaande radiateur te verbeteren, wat gebeuren kan door het vergroten van koelluchtopeningen in de carrosserie, extra luchtslangen of andere geleiders. In dit verband wijzen we ook op een ongehinderde afvoer van koellucht uit de motorruimte.
Om duidelijkheid te krijgen of de motor juist gekoeld wordt, is controle door middel van een nauwkeurige koelvloeistoftemperatuurmeter noodzakelijk. Jammer genoeg beschikken de meeste auto's alleen over een kleurenaanduiding, die geen exacte waarden aangeeft. Veel autofabrikanten monteren helemaal geen aanduiding meer.
Zekerheid over de hoogte bij dergelijke primitieve indicaties kan men pas krijgen door een vergelijking met een kwikthermometer die in de radiateur wordt gehangen. Beter, maar duurder, is een elektronische digitale temperatuurmeter, deze werkt ook sneller. De aangegeven waarden kan men relateren aan de blauw-rood velden op de meter in de auto. Nog beter is het een voldoende



Afb. 17.4. In de olie-koelvloeistof-warmtewisselaar (hier die van de Honda Civic CRX) verwarmt de koelvloeistof in de warmloopfase de smeerolie. Bij warme motor koelt de koelvloeistof de smeerolie. Het geheel is aan de oliefilteraansluiting bevestigd.

nauwkeurige meter met gradenverdeling in het dashboard te monteren. VDO en Moto-Meter hebben deze in het leveringsaanbod.
Als de motor gezond moet blijven, dient de koelvloeistoftemperatuur - ook onder vollast en op lange afstanden - tussen de 80 en (maximaal) 110 graden te liggen. Afwijkingen naar boven en beneden zijn op de lange duur schadelijk. Als de motor te koud blijft, is het vermogen geringer en de slijtage groter. Bij een te hoge koelvloeistoftemperatuur kan er plotseling schade ontstaan (defecte koppakking, zuigervreter enz.). Ook dient men de gewoonte aan te leren na een koude start de motor pas stevig te belasten als de koelvloeistoftemperatuur voldoende hoog is (ongeveer 70 °C). Ook dient dan nog enige terughoudendheid te worden betracht, omdat de olie nog niet warm genoeg is.
De meeste koelvloeistofproblemen treden in de warme maanden op, in de winter heeft men meestal met onderkoeling te maken. Talrijke autofabrikanten monteren een olie-koelvloeistofwarmtewisselaar. Deze zorgt voor een temperatuuroverdracht tussen koelvloeistof en smeerolie en is meestal in de aansluiting voor het hoofdstroomoliefilter gemonteerd. Een dergelijke warmtewisselaar heeft een tweeledig voordeel. In de warmloopfase bespoedigt hij het opwarmen van de olie door de al sneller verwarmde koelvloeistof. Later ondersteunt de koelvloeistof de olie door deze te koelen (uiteraard binnen grenzen).



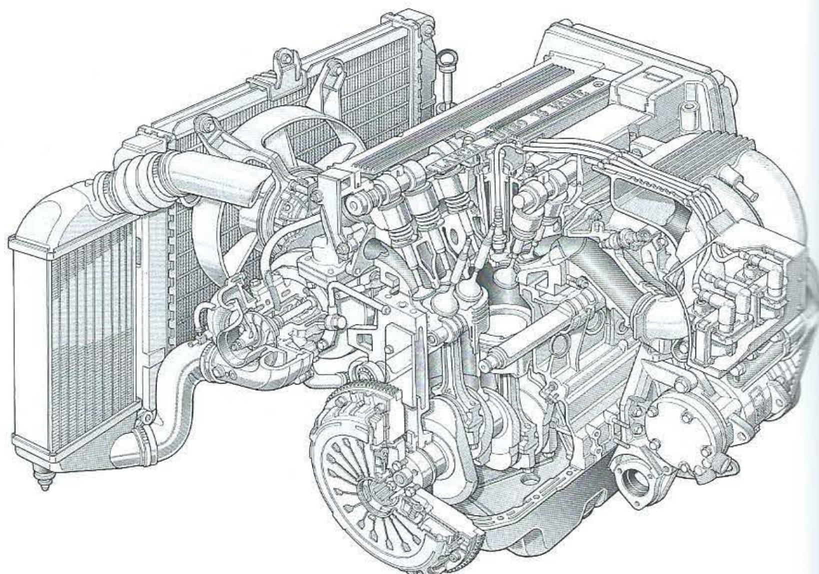
Afb. 17.5. De Opel-V6-motor toont de perfecte oplossing voor een geïntegreerde olie-koelvloeistofkoeling. Deze is in de hoek tussen de cilinderbanken ondergebracht en neemt dus geen extra ruimte in beslag.



Afb. 17.6. De beste koeler werkt niet als de luchttoevoer niet deugt. De voorzijde van deze voor wedstrijden bestemde Lancia Delta Integrale HF bestaat uit praktisch niets anders dan koelluchtopeningen.

Ten slotte wijzen we nog op de mogelijkheid de koelventilateur te verwijderen of in opbrengst te begrenzen met het doel vermogen te winnen en te veel koeling te vermijden. Om ten minste in de zomer of bij milde temperaturen de te verwachten koelproblemen te kunnen overbruggen, kan men een extra elektrisch bediende ventilateur monteren. Het inschakelen kan handmatig of via een thermosensor gebeuren. In het eerste geval moet u de temperatuur goed in de gaten houden.
Als u tot deze radicale methode overgaat, kunt u in ieder geval voor de winter een reducering van de koellucht in overweging nemen. Afhankelijk van de uitvoering kunt u één of meer bladen van de ventilateur afhalen - let wel op symmetrie en balans - of de diameter verkleinen. Beide maatregelen verminderen de opbrengst en het door de ventilateur veroorzaakte vermogensverlies. Zou de motor in een eventuele file of in stadsverkeer toch te warm worden, dan kan de overtollige warmte via de verwarming weggeleid worden. Hiertoe schakelt u de verwarming en de (interieur)ventilateur in de hoogste stand.
Bij competitievoertuigen die aan wedstrijden deelnemen, is het tegenwoordig gebruikelijk de ventilateur in haar geheel te verwijderen, omdat langzaam rijden er niet bij is.

Afb. 17.7. Moderne turbomotoren hebben bijna allemaal een tussenkoeler. Deze tussenkoeler (links op de afbeelding) moet ten behoeve van een optimaal functioneren naast of voor de radiateur geplaatst worden.



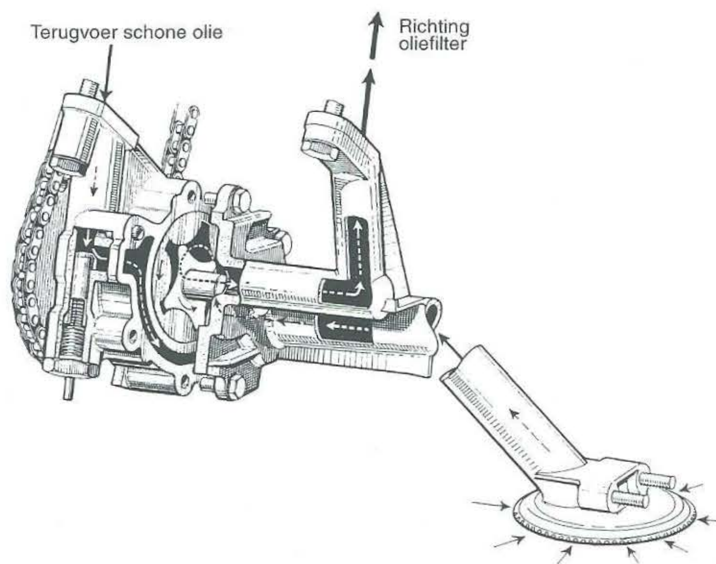
In hoeverre men kan afzien van koelprestaties van de ventilateur is afhankelijk van het type motor. Hierbij komt het op proberen aan. Dit hoeft niet vol risicovol te zijn, omdat een ventilateur snel in- en uitgebouwd kan worden en bovendien geen (financieel) vermogen kost.

Bij luchtgekoelde motoren dient men in de eerste plaats te streven naar een verbetering van de koelprestaties. Voor dagelijks gebruik komt een vermindering van de koelluchtopbrengst - door wijziging van de ventilateur of haar toerental - niet in aanmerking. Ten hoogste voor sprints of slaloms (dus korte wedstrijden) kan dit overwogen worden. Jammer genoeg kan bij luchtgekoelde motoren naderhand het koeloppervlak, dat bepaald wordt door het aantal en de grootte van de koelribben op cilinders en cilinderkop, in het algemeen niet vergroot worden. Een uitzondering is vanzelfsprekend het monteren van andere cilinders en cilinderkoppen met meer koelribben, zoals deze voor de VW-boxermotor worden aangeboden. Een verbetering van het koelend vermogen bereikt men vervolgens door allerlei vernauwingen in de koelluchtgeleiding, die de lucht afsmoren, zoals regelkleppen, te verwijderen. Ook dient men te letten op een voldoende luchttoevoer naar het ventilateurhuis. Meestal zijn koelluchtsleuven, waardoor lucht in de motorruimte wordt gezogen, aan de krappe kant, zodat hier wat op gevonden moet worden. Bij de VW Kever en de NSU Prinz werden motorkappen met extra luchtsleuven gebruikt.

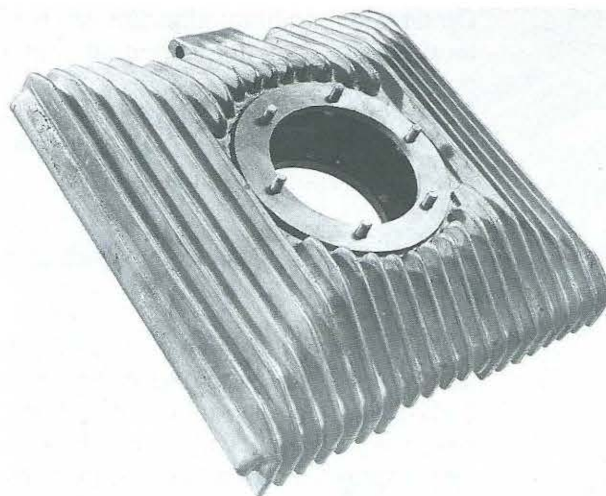
Op dit punt kan men, afgezien van het verhogen van het ventilateurtoerental dat gepaard gaat met vermogensverlies, weinig doen.
Koelproblemen bij luchtgekoelde motoren kan men het beste oplossen door een verbetering van de oliekoeling, hetgeen in de praktijk het meest gebruikelijk is.

17.3 De smering

Het type smeersysteem is bij het construeren van de motor al vastgelegd. Dit naderhand veranderen is nauwelijks mogelijk. In bijna elke seriemotor treft men dan ook een druksmering aan met een oliecarter (ook wel full-flow-smering genoemd). Alleen wedstrijdmotoren en de duurdere sportwagenmotoren (Porsche 911) hebben een dry-sump-smering. De hierna vermelde handelingen gaan in het algemeen over het verbeteren van een normaal druksmeringssysteem.
Uit het oliecarter, dat bij lijn- en V-motoren onder aan het cilinderblok bevestigd is - bij boxermotoren met een gedeeld blok, vervult deze laatste de carterfunctie - zuigt de oliepomp via een zeef de olie op. De zeef verhindert dat vuil in het smeersysteem komt. Van de oliepomp wordt de olie verder het hoofdkanaal ingeperst, waarbij het normaal gesproken nog een filter passeert. Vanaf het hoofdkanaal bereikt de olie de verschillende te smeren onderdelen, zoals de krukaslagers, de nokkenas enz. Een olieoverdrukventiel zorgt ervoor dat bij koude olie de oliedruk een bepaalde

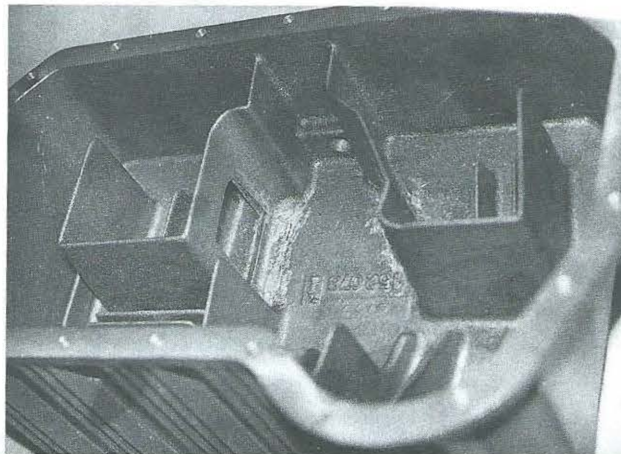


Afb. 17.8. Uit het oliecarter wordt de smeerolie door een zuigmond met een grove zeef in het hoofdkanaal gepompt. De oliepomp, in dit geval een Eaton-rotorpomp, wordt over het algemeen door een ketting of een tandwiel door de krukas aangedreven. Het olieoverdrukventiel (links op de afbeelding) begrenst de systeemdruk.



Afb. 17.9. Met dit extra oliecarter vergroot men het olievolume van de VW Kever-motor. Betere koeling en grotere betrouwbaarheid van de smering zijn het resultaat.

maximumwaarde niet overschrijdt. De oliedruk, die normaal tussen de 3 en 5 bar ligt, kan men in de gaten houden door een waarschuwingslampje in het dashboard of met behulp van een oliedrukmeter. Laatstgenoemde geniet bij getunede motoren de voorkeur.
Een verbetering van het smeersysteem is meestal noodzakelijk als met de desbetreffende motoren wedstrijden gereden gaan worden of als er sprake is van een aanzienlijke vermogensstijging. De bij races en rally's optredende dwarskrachten, massavertragingen en verticale verplaatsingen ('jumps') stellen bijzondere eisen aan het smeersysteem. Het komt namelijk onder deze extreme omstandigheden vaak voor dat de oliepomp lucht in plaats van olie aanzuigt (omdat door die bijzondere omstandigheden er zich tijdelijk geen olie onder de zuigkorf bevindt) en dus de oliedruk wegvalt. Aan motorschade is dan nauwelijks meer te ontkomen.
Het vergroten van het carter (dieper) en de daaraan gekoppelde grotere hoeveelheid olie zijn een stap in de goede richting. Overigens moet in dit geval ook de oliepomp of de aanzuigkorf lager geplaatst worden.
Bij de luchtgekoelde boxermotor van de Kever vormt een extra oliepan onder het motorblok een aanzienlijke veiligheid tegen het leegzuigen door de oliepomp. Bij grotere oliecarters is uiteindelijk het monteren van schotten (al of niet beweegbaar) niet te vermijden als men onder extreme bedrijfsomstandigheden de oliedruk wil veiligstellen. Nog een maatregel is het monteren van een horizontaal schot dat er in eerste instantie toe dient de wrijvings-



Afb. 17.10. Ingegoten, labyrint-achtige schotten zorgen in dit speciale carter ervoor, dat de oliepomp ook bij een dynamische rijstijl voldoende kan aanzuigen (Oettinger)

en wervelingsverliezen van de door de olienevel draaiende krukas te verminderen. Het gaat hier om een plaat die om de directe loopbaan van de krukas is gemonteerd en de olienevel als het ware breekt en de daaruit voortvloeiende olie weer in het carter terugleidt.

Het motorblok (met name dus de krukkast) en het carter moeten indien mogelijk ook door een schot van elkaar gescheiden zijn.

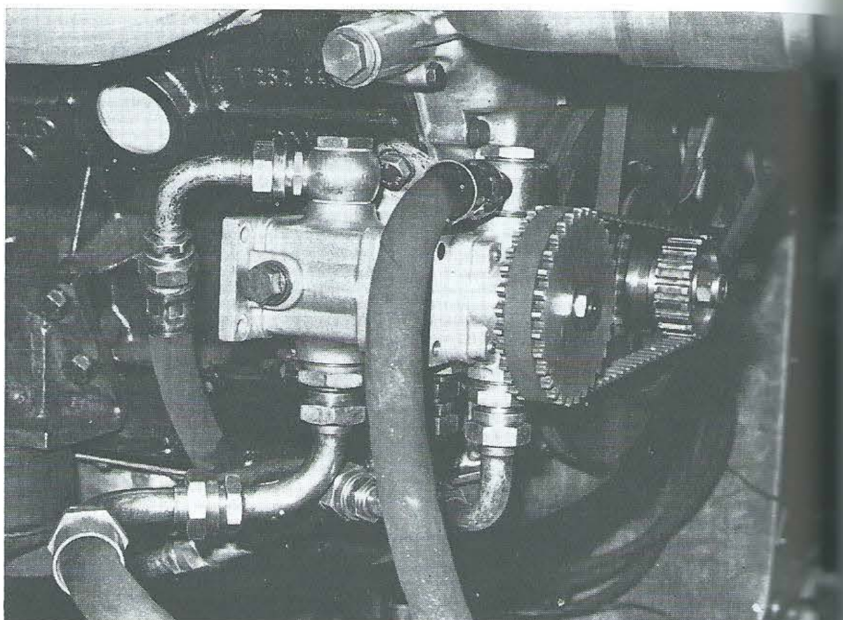
Te lage oliedruk kan, als er geen sprake is van defecte lagers of een slechte oliepomp, door een strakkere veer of onderlegschijfjes onder de bestaande veer in het olieoverdrukventiel gecorrigeerd worden.

17.4 Dry-sump-smering

Bij hoogontwikkelde wedstrijdauto's, zoals sommige formule-auto's en prototypes, maar ook bij de topwagens uit de toerwagenklassen, blijkt om voornoemde redenen de conventionele druksmering met oliecarter niet toereikend te zijn.

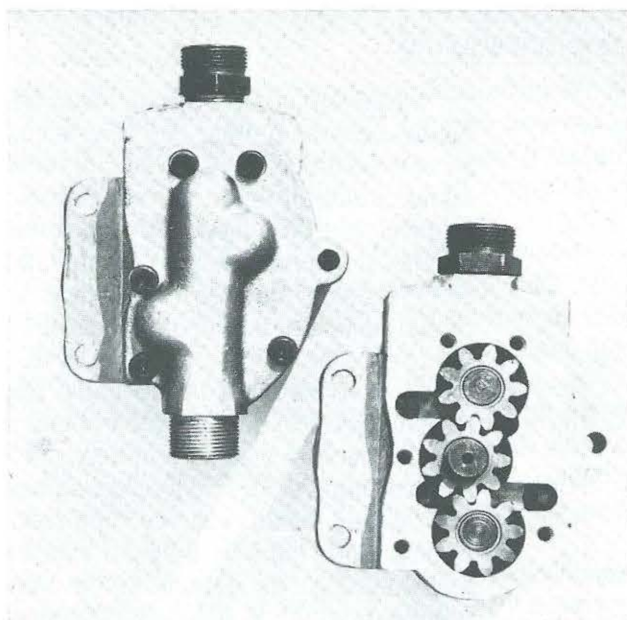
De motoren van deze raceauto's draaien, zover het reglement het toelaat, uitsluitend met een dry-sump-systeem. Dit garandeert de grootste veiligheid tegen het aanzuigen van lucht. Het wezenlijke onderscheid met de normale cartersmering is dat bij de dry-sump ten behoeve van het aanzuigen en het wegpersen twee van elkaar gescheiden werkende oliepompen toegepast worden. Met een of twee oliepompen wordt het carter steeds leeggezogen (vandaar dry-sump), de olie opgeslagen in een aparte tank en vanuit deze tank wordt de olie door een aparte pomp in het systeem geleid. De voordelen van dit type smeersysteem zijn duidelijk. Bij een

Afb. 17.11. Op deze foto ziet u de optimale oplossing bij het naderhand monteren van een dry-sump-smeersysteem; met een aparte, door een tandriem aangedreven, pomp. In twee fasen wordt de olie uit de motor gezogen en een drukfase zorgt voor de smering (Alpina).



juiste dosering van de benodigde hoeveelheid olie en een dien-overeenkomstig ontworpen olietank is er ten behoeve van de olie(druk)pomp constant olie beschikbaar. In de motor zelf - dus in de krukkast - is er aanzienlijk minder olie dan bij normale cartersmering, zodat wrijvings- en wervelingsverliezen minder worden. De hoeveelheid olie kan, omdat de voorraad in een speciale tank wordt opgeslagen, naar eigen inzicht worden bepaald. Normale hoeveelheden liggen - afhankelijk van motorgrootte en -constructie - tussen de 8 en 20 liter. Bijzondere aandacht dient te worden besteed aan de aanzuigzijde, omdat dat een storingsbron kan zijn. Belangrijk is dat er steeds meer wordt aangezogen dan dat er weggeperst wordt. Dat wil zeggen dat onder alle omstandigheden de oliepan leeggezogen wordt - dus ook bij extreme rij-omstandigheden - , omdat anders de motor vol met olie loopt en de olietank langzaam maar zeker door de drukpomp drooggelegd wordt. De gevolgen zijn hoge wervelingsverliezen en een onjuiste oliedruk. Van grote invloed op het juist leegzuigen van de oliepan is de verhouding in capaciteit van zuigpomp(en) en drukpomp. Deze verhouding bedraagt meestal 2:1 (dus dubbele zuigcapaciteit) tot 1,5:1. De hoeveelheid aan te zuigen olie kan echter ook niet zomaar gekozen worden, omdat als er te veel lucht wordt meegezogen, de kans bestaat dat de olie gaat schuimen. Er zal dus een compromis gevonden moeten worden. Ook de positie van de aanzuigingen (meestal twee, maar vaak ook een) is voor de betrouwbaarheid van belang. In het

Afb. 17.12. Een zeer eenvoudige en goede oplossing voor dry-sump-smering van VW-boxermotoren werd door Porsche Salzburg ontwikkeld. Op de standaardpomp, welke als drukpomp blijft functioneren, wordt deze pomp met drie tandwielen en dubbele capaciteit aangeflensd die de olie uit het motorblok zuigt.



bijzonder lange carters, zoals die van zescilinder-lijnmotoren, kunnen problemen veroorzaken. De opbrengst en de positie van de aanzuiging dienen, als er geen ervaringsgegevens ter beschikking staan, door testen en eventueel weer aanpassen, bepaald te worden.

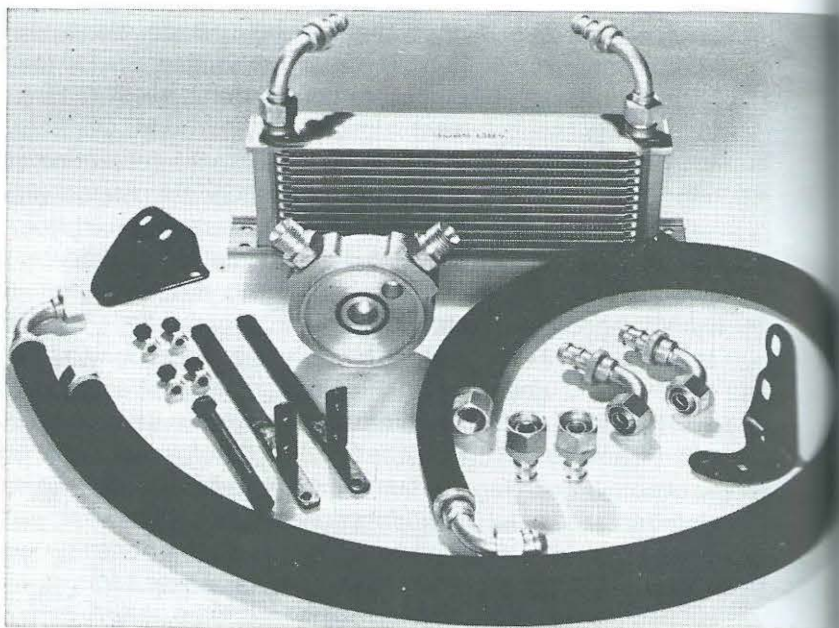
Ten slotte is ook nog de vorm en de montagepositie van de olietank van belang voor een betrouwbaar functioneren van de dry-sump-installatie. Deze dient een niet te grote diameter te hebben, maar wel hoog te zijn. De toegevoerde olie dient zo hoog mogelijk en onder een hoek in de tank te stromen en van onderen weer afgezogen te worden. Controle van het oliepeil moet ook mogelijk zijn. Loodrecht geplaatste schotten, waarlangs de olie stroomt, vormen goede luchtafscheiders. Het totale tankvolume kan het beste tweemaal zo groot worden gekozen als de normale hoeveelheid olie die zich in de tank hoort te bevinden. Wat oliepompen betreft, zijn er diverse mogelijkheden. Zo kan de standaard gemonteerde oliepomp als zuivere drukpomp gebruikt worden en aan de buitenzijde van de motor een of twee zuigpompen gemonteerd worden. Als dergelijke installaties leverbaar zijn kan hierop, zeker gezien de prijsstelling, teruggegrepen worden. Porsche Salzburg heeft voor de VW-boxermotoren een dergelijke dry-sump-installatie ontwikkeld, die relatief eenvoudig is en ook goed functioneert.

De beste methode is een drievoudige pomp aan het motorblok gemonteerd die via een tandriem door de krukas wordt aangedreven. De standaardpomp vervalt dan.

17.5 Een betere oliekoeling

Dit onderwerp staat in eerste instantie bij luchtgekoelde motoren op de voorgrond, maar ook bij vloeistofgekoelde exemplaren zal, bij een vermogensstijging die in verhouding tot datgene wat de standaardmotor levert als aanzienlijk wordt bestempeld, het inbouwen van een oliekoeler noodzakelijk zijn. De oliekoeler kan dan het beste naast of voor de radiateur gemonteerd worden. Bij luchtgekoelde motoren is montage voorin ook aan te bevelen, omdat de koeler dan in de rijwind staat.

De oliekoeler wordt in principe in de hoofdstroom opgenomen, hetgeen wil zeggen dat de totale door de oliepomp geleverde hoeveelheid olie door de koeler moet stromen. Nevenstroomoliekoelers hebben slechts een beperkte werking en worden tegenwoordig nauwelijks nog toegepast, temeer omdat bij de aftakking een zeker oliedrukverlies optreedt. Deze aftakking uit de hoofdstroom gebeurt meestal met een adapter aan de oliefilteraansluiting. Bij gebruik in het verkeer is montage van een thermostaat aan te bevelen, die pas vanaf een bepaalde temperatuur (circa 80 °C) de doorlaat naar de koeler vrijgeeft. Net zoals een te hoge olietemperatuur schade kan toebrengen, is ook een te lage temperatuur een garantie voor meer slijtage. Bij wedstrijdmotoren kan men afzien van een thermostaat, hetgeen wel een zorgvuldig opwarmen van de motor vereist. Bij motoren met dry-sump-smering is een oliekoeler soms niet nodig. Indien mon-



Afb. 17.13. Tot de oliekoeler behoren vanzelfsprekend diverse montagedelen, zoals olieslangen, aansluitstukken, bevestigingsdelen enz. Het probleem van de extern gemonteerde koeler is lekkage langs slangaansluitingen.

Afb. 17.1
toont de
de achte
wedstrijc

tage wel noodzakelijk is, dan tussen de zuigpomp (drukzijde) en de olietank.
Niet altijd is ter verbetering van de oliekoeling een echte oliekoeler nodig, waarvan het aansluiten tamelijk gecompliceerd is en de aanschaf niet altijd even goedkoop. In veel gevallen - voornamelijk bij vloeistofgekoelde motoren - is een vergroting van de oliehoeveelheid al voldoende. Dit kan hetzij door het monteren van een groter carter, hetzij door het aansluiten van een nevenstroomoliefilter, zoals dat in de volgende paragraaf wordt aangehaald. Beide methoden zorgen voor een grotere warmtecapaciteit (groter olievolume) van de olie, maar kennen ook een grotere koelende werking, wat in het bijzonder bij lichtmetalen carters met koelribben het geval is. Deze laatstgenoemde hebben nog een pluspunt: het motorblok wordt ook stijver. Ook de normale plaatstalen carters hebben een voordeel. Ze zijn minder gevoelig voor klappen en hebben bij toepassing in rally-auto's, die nu eenmaal slechte wegen berijden, de voorkeur.
Niet alleen de motorolie, maar ook de versnellingsbakolie en vaker nog de olie in de achteras, kunnen echter bij langdurige hoge belasting qua temperaturen in de gevarenzone komen. Om schade te voorkomen, dienen ook hier de nodige maatregelen te worden getroffen, zoals een differentieelhuis met koelribben, of nog het meest effectief, een aparte druksmering met pomp en separate koeler.



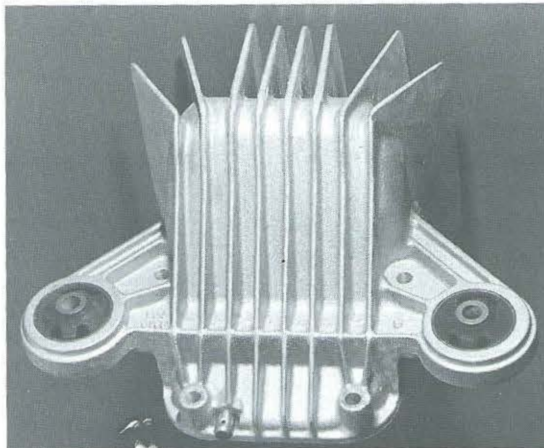
Afb. 17.14. Deze foto toont de oliekoeler voor de achteras bij een grote wedstrijdauto

17.6 Het oliefilter

De meeste moderne motoren hebben standaard een oliefilter. Meestal is dat een hoofdstroomoliefilter. Deze filtert, zoals de naam al doet vermoeden, de olie in de hoofdstroom en kan daarom niet zo fijnmazig zijn als een nevenstroomoliefilter. We willen daarmee echter niet beweren, dat dit soort filtrering (hoofdstroomfilter) niet goed of niet voldoende is, temeer daar er autofabrikanten zijn die geheel van filtrering afzien en van de klant verwachten dat zij vaker de olie (laten) verversen.

17.7 De olietemperatuur

In het bijzonder bij luchtgekoelde motoren vormt de olietemperatuur een norm voor de thermische belasting c.q. overbelasting van de motor. Bij dit type motor in getunede vorm is zonder meer constante controle van de olietemperatuur met een olietemperatuurmeter in het dashboard noodzakelijk. Deze zijn in de accessoirehandel verkrijgbaar en kosten relatief heel weinig, zeker in verhouding tot de motorschade veroorzaakt door een te hoge olietemperatuur.
De juiste olietemperatuur van een gezonde motor ligt tussen de 80 en 120 °C, mede afhankelijk van de buitentemperatuur. Bij minder gevoelige motoren zijn overschrijdingen naar boven en beneden van circa 10 tot 20 graden mogelijk. Olietemperaturen lager dan 80 °C zijn op den duur schadelijk en kosten bovendien vermogen. Eventueel aanwezige oliekoelers of filters met koelende werking dient men in dat geval af te dekken respectievelijk af te sluiten.

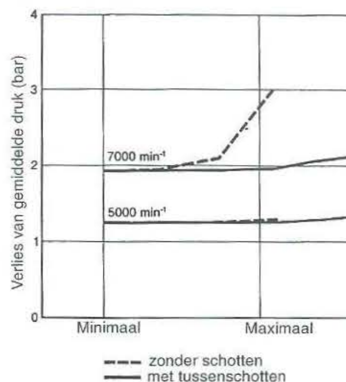


Afb. 17.15. Dit sterk geribde achterasdeksel (Alpina B6-2,8) dient ter stabilisering van de aandrijving en voor de warmteafvoer van de zwaar belaste smeerolie.

Bij vloeistofgekoelde motoren is de controle van de olietemperatuur niet het belangrijkste.

17.8 De juiste olie

Opgevoerde motoren bereiken in principe hogere toerentallen, hogere temperaturen en hogere verbrandingsdrukken dan motoren uit de serieproduktie. Het is logisch dat onder deze omstandigheden de eisen die men aan smeerolie stelt opgeschroefd moeten worden, omdat ook bij extreme belastingen de onderdelen die kritisch zijn ten aanzien van smering - denk hierbij aan drijfstanglagers, stoters en de cilinderwanden - een voldoende oliefilm moeten hebben.
De in getunede motoren te gebruiken olie moet het ondanks hoge mechanische belastingen en hoge temperaturen ook kunnen volhouden. Moderne topoliën voldoen in principe aan deze eisen. Met name olie op synthetische basis, zoals die door Motul (V300 Competition), Shell (Helix), Agip (Sint) of Castrol worden aangeboden, voldoen aan de hoogste eisen met betrekking tot temperatuur- en drukbelasting en dit zelfs met een meer of minder breed viscositeitsbereik. Shell Helix heeft een viscositeit van SAE 5 tot SAE 40. Vooral de onderste grens is voor winterse omstandigheden van belang. Zo wordt ook de smeercapaciteit bij lage temperaturen gegarandeerd, wat vooral bij moderne motoren met gecompliceerde en kleine distributiedelen (motoren met vier kleppen per cilinder) belangrijk is. Nog een voordeel van synthetische olie is dat deze minder additieven (toevoegingen) nodig heeft en op grond hiervan minder gevoelig is voor overbelasting en veroudering. Voor wedstrijdmotoren worden overigens door de vanouds bekende producenten van minerale olie nog altijd de speciale race-olie aangeboden. Inlichtingen hierover kunt u bij de desbetreffende autosportafdelingen verkrijgen.

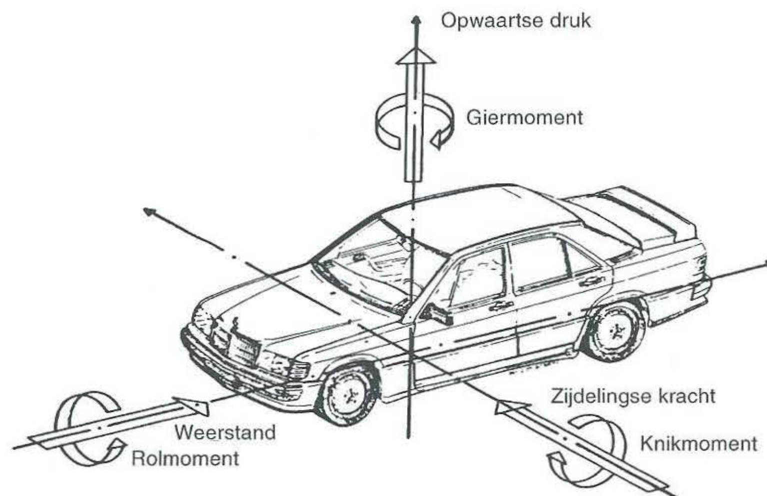


Afb. 17.16. Dit diagram toont het vermogensverlies (verlies bij gemiddelde druk ongeveer 8 procent) veroorzaakt door oliebewegingen (stromings- en ventilatieverliezen) bij hoge toerentallen. Door schotten kan dit verlies worden verminderd (Mercedes 2,3-16). Neveneffect: de olietemperatuur daalt.

18 Het rijdend gedeelte

18.1 Inleiding

De moderne auto heeft inmiddels bijna zonder uitzondering een zo hoge mate van actieve veiligheid bereikt, wat in de jaren zestig en zelfs in de jaren zeventig nog ondenkbaar scheen. Uitgekiende, op de computer ontworpen wielophangingen, die achteraf nog door testwerk geoptimaliseerd werden, hebben in veel gevallen de sprong naar een meesturend en meedenkend onderstel mogelijk gemaakt. Een rijfout kan dan inmiddels als een grove bedieningsfout worden aangemerkt. Toegevoegde elektronische systemen, zoals ABS (anti-blokkeerremsysteem) voor de remmen, ASR (anti-slipregeling) voor de aangedreven wielen, ADC (automatische dempingscontrole), vierwielaandrijving en niet in de laatste plaats de actief meesturende achteras, dienen een verdere verbetering van de rijeigenschappen op die gebieden waar de autofabrikant nog speelruimte en mogelijkheden heeft. Blijft er voor de tuner dan nog wat over?
Hier moeten we duidelijk onderscheid gaan maken tussen auto's die aan het verkeer op de openbare weg deelnemen - en om die



Afb. 18.1. De rijdynamica en de aërodynamica wekken krachten en momenten op die invloed hebben op het zwaartepunt van de auto. Een onderstelconcept moet ervoor zorgen, dat deze storende krachten en momenten eenvoudig te beheersen blijven.

18.2 De maximale

groep gaat het met name - en die op afgesloten banen in wedstrijden meerijden. In dat laatste geval worden vergaande wijzigingen doorgevoerd. Maar ook bij de auto voor alledag is er nog ruimte voor verbeteringen, al is dat niet meer zo veel als in vroeger jaren. Elke afstelling van het onderstel is een compromis, dat niet alleen voor probleemloze rijeigenschappen, maar ook voor bevredigend veercomfort moet zorgen. Zo bieden serieauto's altijd de mogelijkheid tot verbetering, als er daarna ook nog wat minpuntjes voor lief (kunnen) worden genomen. Hierbij is het goed eerst het begrip rijeigenschappen - vroeger meestal met wegligging aangeduid - iets nauwkeuriger te definiëren. Een auto die goed op de weg ligt, zal dan ook aan de volgende eisen moeten voldoen:

- hoge bochtsnelheid;
- goed beheersbaar rijgedrag in het grensgebied;
- veilig gedrag bij rijbaanwisseling en bij instationair bochtgedrag;
- rijstabiliteit bij hoge snelheden en
- voldoende ongevoeligheid voor zijdelings werkende krachten, zoals zijwind.

Met andere woorden, een goed op de weg liggende auto moet niet alleen snel door de bocht kunnen gaan, maar gedurende alle op de auto werkende krachten en momenten stabiel en goed beheersbaar blijven. Hiertoe dragen de reeds eerder vermelde ontwikkelingen op voertuiggebied het nodige bij. Maar ook de banden, het wezenlijke krachtoverdragende constructie-element tussen voertuig en wegdek, hebben een groot aandeel in de verbetering van de rij-eigenschappen gehad. Niet in de laatste plaats speelt ook de aërodynamica als verbeteringsfactor een rol, bij wedstrijdvoertuigen zelfs een aanzienlijke. Op al deze factoren kan de tuner invloed uitoefenen, door bij voorbeeld het onderstel harder af te stellen, bredere banden te monteren of de aërodynamica met bepaalde middelen te verbeteren.

18.2 De maximale bochtsnelheid

Hieronder verstaan we de maximaal bereikbare bochtsnelheid, gerelateerd aan het doorlopen van een cirkelboog (bepaalde bochtradius), voordat de auto uitbreekt. Technisch uitgedrukt, is dat die snelheid waarbij er een evenwicht is tussen de centrifugaalkracht werkend uit het zwaartepunt van de auto en de dwarskrachten welke de banden kunnen verwerken.
Doorgaans wordt de maximale bochtsnelheid op een cirkelvormige baan (Skid pad) gemeten. Gerelateerd aan de diameter van de cirkelboog kan men dan vergelijkende waarden berekenen en hieruit de maximale dwarskrachtversnelling halen of ook wel het

Afb. 18.2. Het overstuurgedrag van deze BMW M3 is goed te zien. De wegbrekende achterzijde moet door tegensturen worden opgevangen.



dimensieloze getal dat de hechtingskracht in bochten aangeeft. Deze wordt berekend bij stationair bochtgedrag uit de maximaal bereikbare bochtsnelheid en de diameter van de cirkelboog waarover het zwaartepunt van het voertuig zich beweegt. Deze formule luidt:

$$\mu_k = \frac{v^2}{64 \cdot D}$$

Daarbij is de snelheid in kilometers per uur en de diameter in meters aan te geven. De bochtsnelheid verkrijgt men door de tijden op te nemen en een gemiddelde te noteren, waarbij de volgende formule gebruikt wordt:

$$v = \frac{3{,}6 \cdot \pi \cdot D}{t}$$

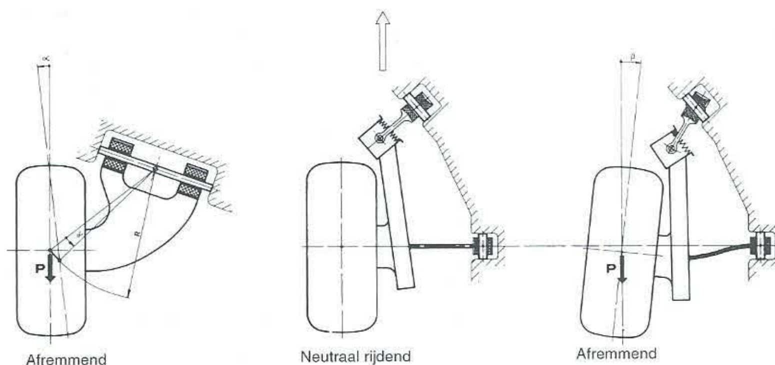
Ingevuld worden de opgenomen rondetijd (t) in seconden en 3,14 voor π. Voor moderne personenauto's geldt een bochthechtingscoëfficiënt van 0,8 tot 0,9 bij de huidige stand van de techniek, sportauto's kunnen meer dan 1,0 halen, formule-wagens en rensportwagens komen - zeker met aërodynamische hulpmiddelen - zoals vleugels en ground-effect - ver over de 2,0.
Bij de meting aan normale auto's heeft overigens de rolweerstand ook nog invloed. Vooral bij auto's met een geringer vermogen zal de te bereiken bochtsnelheid op het Skid pad hierdoor gedrukt worden. Dit is echter in dit verband een marginale factor. In eerste



Afb. 18.3. Deze foto toont het neutrale rijgedrag van een Ford Sierra XR4i. De achtervleugel ondersteunt het contact met de weg; de voorwielen zijn nauwelijks ingeslagen.

instantie is interessant welke constructieve factoren de bochtsnelheid van een auto bepalen en hoe men deze laatste kan verhogen. Het doel van elke wijziging aan het onderstel is toch gericht op het mogelijk sneller en veiliger berijden van bochten met verschillende diameters (cirkelbogen).
We beginnen met het contact tussen banden en het wegdek dat in hoge mate invloed heeft op de verschillende bochtsnelheden. Deze is namelijk afhankelijk van de hechtende-wrijvingscoëfficiënt - kortweg hechtingscoëfficiënt - tussen band en wegdek en wordt beïnvloed door de samenstelling van het wegdekmateriaal en haar toestand; droog, nat, vervuild, ijs enz. De wegdeksamenstelling als beheersbare factor zullen we niet verder bespreken, omdat we daar geen invloed op kunnen uitoefenen. Het vormt een gegeven waar men zich als autobestuurder aan dient aan te passen.
De voertuigband daarentegen bepaalt, door zijn constructie, afmetingen, rubbermengselsamenstelling (compound) en profielontwerp, de maximale bochtsnelheid. Op dit onderwerp komen we later nog uitvoeriger terug.
Verder zijn bijna uitsluitend constructieve factoren voor de maximale bochtsnelheid verantwoordelijk, die zich bijna bij elke auto weer anders doen gelden. We noemen de volgende punten:
- ligging van het zwaartepunt;
- spoorbreedte en wielbasis;
- gewichtsverdeling;
- soort en uitvoering van de wielophanging;
- invloed van de aërodynamica.

Afb. 18.4. De eerste 'meedenkende' achteras construeerde Porsche voor de 928. De normale draagarmconstructie (links) veroorzaakt bij gas wegnemen of remmen een slag naar buiten (uitspoor), hetgeen insturen in de bocht of instabiliteit (giermoment) tot gevolg heeft. De 'Weissach-as' zwenkt naar binnen (toespoor) en compenseert door het elastokinematische effect het eerdervermelde riskante stuurgedrag.

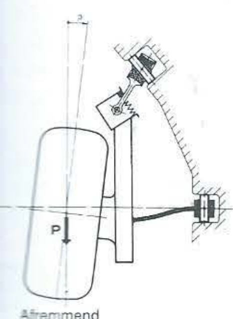


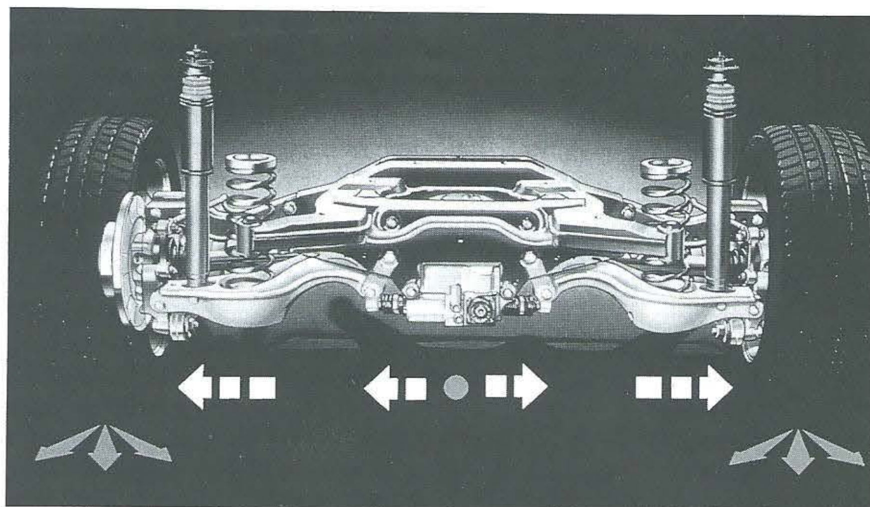
Zoals we zien, zijn dit de voor elk autotype vastgelegde constructieve basisvoorwaarden. Getracht moet worden uit het voorgelegde basisconcept, door wijzigingen en verfijningen een optimum aan rijeigenschappen te verkrijgen. Welke hulpmiddelen men hierbij kan gebruiken, zullen we nog uitleggen.

18.3 Goed beheersbare rij-eigenschappen in het grensgebied

Onder het grensgebied verstaan we de rij-omstandigheden waarbij het voertuig net begint uit te breken. Afhankelijk van het autotype, de onderstelconstructie en bandenmerk of -constructie gebeurt dit óf plotseling en onverwacht óf goed voorspelbaar en goed beheersbaar. Het is daarom ook mogelijk dat twee verschillende auto's weliswaar eenzelfde bochtsnelheid bereiken, maar dat de ene in dit grensgebied problematisch en de andere makkelijk en veilig te beheersen is. Het gevolg hiervan is dat men met de moeilijk te berijden auto een dergelijke situatie zoveel mogelijk zal vermijden en met de makkelijk beheersbare auto deze situatie (de maximaal bereikbare bochtsnelheid), indien nodig, zonder risico aankan.

Ten behoeve van een goede beheersing van een voertuig in kritieke grensgebieden zijn eveneens de hiervoor vermelde constructieve factoren en de banden verantwoordelijk. Al deze zaken beïnvloeden natuurlijk ook het gedrag van het voertuig bij het veranderen van rijbaan. Hieronder verstaan we het snel - als bij een slalom - opeenvolgen van linker en rechter bochten, die met een zo hoog mogelijke snelheid worden gereden. Van belang hierbij zijn ook de vering (veerweg), de schokdemping en de





Afb. 18.5. De eerste, overtuigend functionerende actieve achteraskinematica realiseerde BMW bij de 850 CSi. Twee hydraulische elementen sturen de achterwielen, elektronisch bepaald door de stuurinslag en de rijsnelheid, door wijziging van de positie van de draagarmen ten opzichte van hun centrale bevestigingspunt. De wieluitslag is minimaal (minder dan 2 graden); het effect door het afzwakken van het giermoment, vooral bij rijbaanwisseling, verbluffend.

optredende sporing- en camberveranderingen, omdat de auto bij iedere richtingverandering aan één zijde meer of minder sterk in-en uitveert. Onder bepaalde omstandigheden leidt dit tot een niet beheersbaar overhellen van de carrosserie, waarna de auto in een slip komt. Evenzeer nadelig zijn camber- en sporingveranderingen, omdat deze het voertuig sturen en uit de koers brengen, waarbij zich ook steeds wisselende zijdelingse krachten kunnen voordoen. Deze bewegingen van de wielophanging spelen ook een rol bij de zogenaamde dynamische asbelastingsverplaatsing, die ervoor zorgt dat bij voorbeeld bij het gas loslaten het voertuig meer de bocht indraait. Moderne wielophangingssystemen compenseren dit door intelligente wielophangingskinematica. Reducering van de veerbewegingen, door een hardere demping, zorgen voor de rest. De gewichtsverdeling is primair voor de richtingsstabiliteit en zijwind(on)gevoeligheid verantwoordelijk, doch ook aërodynamische aspecten spelen hierbij een belangrijke rol. Auto's met het zwaartepunt achterin (motor achterin) zijn over het algemeen minder richtingsstabiel en meer zijwindgevoelig dan die met het zwaartepunt voorin.

Mede van invloed in dit verband is dat het raakpunt van deze storende krachten (bij voorbeeld zijwind) en het zwaartepunt van het voertuig zo mogelijk dicht bij elkaar liggen om een koerswijziging (tengevolge van het giermoment) te verhinderen of te reduceren. Vanzelfsprekend zijn wederom de wielophanging en de positie en uitvoering van wielgeleidingscomponenten (bij voorbeeld ophangrubbers) van invloed en voor de zijwindgevoeligheid de carrosserievorm. Ook hier ziet u weer dat men als koper van een serieproduktieauto naderhand weinig meer kan doen om de

met het basisconcept meegegeven eigenschappen van het voertuig in belangrijke mate te beïnvloeden. Na deze inleiding over criteria met betrekking tot goede rijeigenschappen gaan we ons nu bezighouden met datgene wat er gebeurt als een auto snel of te snel door een bocht rijdt.

18.4 Het stuurkarakter: overstuur, onderstuur, neutraal stuurgedrag

Als we met een auto door een bocht of op wat voor een manier dan ook het traject van een boogcirkel afleggen, wordt er op de auto een centrifugaalkracht uitgeoefend, die de auto uit de bocht probeert te krijgen. Bij een bepaalde snelheid -namelijk de maximale bochtsnelheid - worden de tussen de banden en het wegdek optredende krachten geacht het uitbreken van de auto uit de cirkelboog te verhinderen. Wordt deze snelheid overschreden, dan zal de auto de grip op het wegdek verliezen en de cirkelboog verlaten. Afhankelijk van het stuurkarakter zal de auto hetzij eerst met de voorwielen hetzij met de achterwielen of voor en achter tegelijk, het contact met de weg verliezen. Men spreekt van een onderstuurd voertuig als deze eerst over de voorwielen uitbreekt en vervolgens op de buitenkant van de bocht afstevent. De radius (boog) die de auto dan berijdt, wordt groter.
Als het tegendeel het geval is en de auto dus eerst met de achterwielen uitbreekt, noemt men dit overstuur. De auto zal dan de binnenzijde van de bocht opzoeken en zichzelf draaien (spinnen).



Afb. 18.6. Deze Porsche Turbo bevindt zich in een situatie van beginnend overstuur. De beheersing van deze situatie is, vooral bij auto's met de motor achterin, lastig.

Afb. 18.7. Deze aangedreven A toont een neutra drag. Bij toenen bochtsnelheid z onderstuur neig

Als neutraal worden die rijeigenschappen gekenmerkt, waarbij een voertuig gelijktijdig zijdelings over achterwielen én voorwielen de buitenkant van de bocht opzoekt.
Omdat deze reacties van een auto zonder verandering van de stuurwielstand bij het overschrijden van de maximale bochtsnelheid vanzelf optreden, noemt men deze eigenschappen, waarop een voertuig een bocht met een bepaalde cirkelboog verlaat, het stuurkarakter. Daarbij dienen we de principes te onthouden dat onderstuur als een stabiel stuurgedrag en overstuur als een instabiel stuurgedrag bestempeld worden.
De meningen welk stuurgedrag de voorkeur geniet, lopen uiteraard uiteen. Bij een overwegend sportieve rijstijl heeft een in het grensgebied neutraal stuurkarakter z'n voordelen, alhoewel normaal gesproken een onderstuurd rijgedrag onproblematisch is. Dit heeft de volgende reden. Een onderstuurd voertuig moet bewust met een grotere stuurinslag dan de te beschrijven cirkelboog de bocht ingestuurd worden, dus scherper insturen. Dit gedrag noemt men bochtonwillig, de bochtweerstand is dan relatief groot. De auto schuift over de voorwielen en remt daardoor min of meer af. Het rijgedrag blijft stabiel.
Een neutraal (en ook een licht overstuurd) voertuig gaat gemakkelijker (gewilliger) door de bocht. De mogelijke bochtsnelheid ligt over het algemeen hoger. De stuurinslag is geringer en dient bij het overschrijden van de hechtingsgrens zo mogelijk (bij overstuur) wat teruggenomen worden. Dit noemt men tegensturen.





Afb. 18.7. Deze voorwielaangedreven Audi vertoont een neutraal stuurgedrag. Bij toenemende bochtsnelheid zal hij naar onderstuur neigen.



Afb. 18.8. In scherpe bochten tilt de Golf, als de hechtingsgrens bijna wordt overschreden, het binnenste achterwiel op. Dit effect wordt sterker bij een stabilisatorstang achter, maar heeft verder geen invloed op de rijveiligheid. Het stuurkarakter wordt normaal gekenmerkt door onderstuur.

Zeer geprononceerd overstuur dient vermeden te worden, omdat dit relatief vroeg bij een lage bochtsnelheid terugnemen van de stuurinslag vraagt (dus tegenstuur) en bij een niet voldoende of te trage stuurreactie tot het draaien van de auto zal leiden. Het rijgedrag wordt instabiel. Niet ten onrechte spreekt men dan van staartlastige auto's.

Bij de tot nu toe gegeven beschouwingen werd er dus van uitgegaan dat bij een stationair bochtgedrag - dus met een gelijkblijvende maximale bochtsnelheid in de cirkelboog - net zo veel vermogen werd aangewend als voor de aandrijving nodig was. Het stuurkarakter wordt echter ook door de hoeveelheid vermogen aan de aangedreven assen bepaald en door de wijze van aandrijving. Bij voertuigen met voorwielaandrijving zal toevoer van te veel vermogen tot doorslippende voorwielen aanleiding geven. Bij het

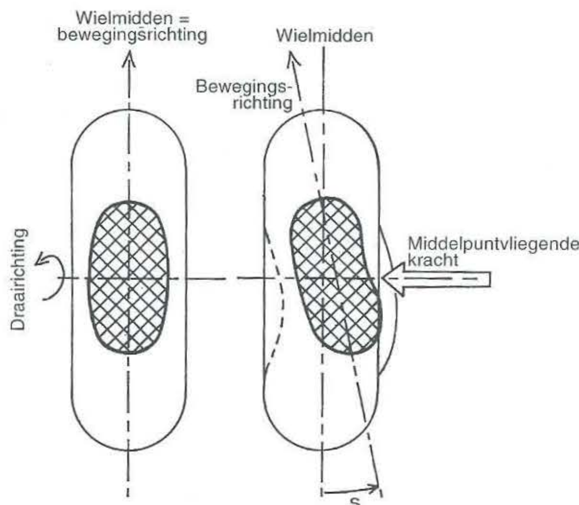


Afb. 18.9. Op losse ondergrond schuift deze Audi Sport Quattro naar buiten, waarbij de vier wielen tengevolge van een vermogensoverschot een lichte omtrekslip vertonen, maar nog niet doordraaien

berijden van een bocht veroorzaakt dit versterkt onderstuur. Bij voertuigen met achterwielaandrijving geeft dit vermogensoverschot, voor zover er een bocht gereden wordt, extra overstuur. Men spreekt dan van vermogens-overstuur. Dit is de reden dat achterwielaangedreven auto's met het gaspedaal bestuurd kunnen worden (power slide), waardoor ze extra handelbaar zijn. Vierwielaangedreven voertuigen verdelen de aandrijfkracht; bij een vermogensoverschot zal er ook hier, maar dan voornamelijk op losse ondergrond of op een glad wegdek, van doordraaiende (doorslippende) wielen sprake zijn. Dit leidt, omdat de assen geen zijdelingse kracht meer genereren, tot een tangentieel uitbreken van het voertuig richting buitenzijde bocht.
Net als een hoog vermogen kan het afremmen in de bocht tot een verandering van het rijgedrag leiden. Een belangrijke rol hierin speelt de elasticiteit van de wielophanging, die bij wedstrijdauto's zoveel mogelijk wordt uitgebannen. Een voertuig waarvan bij het remmen de voorwielen blokkeren, glijdt al ondersturend (of liever gezegd: onbestuurbaar) naar de buitenzijde van de bocht. Een voertuig waarvan bij het remmen de achterwielen blokkeren, zal spinnen.

18.5 De drifthoek

Een vaak geuit waardeoordeel met betrekking tot de wegligging van een auto is dat deze als op rails rijdt. In werkelijkheid ziet het er toch iets anders uit. Omdat de banden geen star (zoals treinwielen), maar een elastisch vervormbaar element vormen, maakt het hen mogelijk de onder normale rijomstandigheden optredende aandrijfkrachten en zijdelingse krachten zo goed als mogelijk is op het wegdek over te brengen. Dit is alleen mogelijk bij een bepaalde mate van vervorming.
Als op het voertuig een zijdelingse kracht wordt uitgeoefend, wordt de praktisch ellipsvormige bandafdruk -het contactvlak - vervormd. Dit gebeurt bij voorbeeld onder invloed van de centrifugaalkracht in bochten, bij zijwind of een dwarshelling van het wegdek. Het gevolg is dat de banden schuin ten opzichte van de rijrichting rollen. De hoek die ontstaat tussen het contactvlak en het wielmiddenvlak noemen we de drifthoek (zie ook de schets).
Ten aanzien van het begrip drifthoek dienen we nog twee zeer belangrijke aspecten te onthouden:
- de spoorkracht (= de som van de dwarskrachten in het contactvlak) neemt toe bij een groter wordende drifthoek;
- de spoorkracht en de drifthoek nemen toe bij grotere bandbelasting (wieldruk).



Afb. 18.10. Onder invloed van de centrifugaalkracht moet de band tussen het loopvlak en het wegdek een tegenkracht genereren (zijdelingse kracht). Dit leidt tot een wringing van het contactvlak en het schuin lopen van de band. Hoe groter de kracht, des te groter de hoek waaronder het contactvlak schuin loopt (de drifthoek).

Hier voegen we aan toe dat de spoorkracht niet eindeloos groter wordt, maar tot een bepaalde drifthoek is bereikt, wat afhankelijk is van banden en bandbelasting. Wordt deze hoek overschreden, dan zal de spoorkracht weer afnemen of ze blijft over een groter gebied constant.

In dit verband is ook een neveneffect, namelijk de bandslip, van belang. In plaats van de uitdrukking drifthoek ziet men ook vaak sliphoek. We moeten hierbij onthouden dat bij een kleine drifthoek de slip gering is en dat bij een grote drifthoek ook de slip groot is. Bij te veel slip gaat de hechtende wrijving over in een glijdende wrijving - met geringere wrijvingscoëfficiënten - zodat de auto uitbreekt.

Omdat de drifthoeken bij zijdelings uitgeoefende krachten, bij voorbeeld bij bochtenwerk, aan alle vier wielen optreden, beweegt het voertuig zich niet meer parallel met de cirkelboog (die hij zou moeten afleggen), maar zal zich meer of minder sterk met de achterzijde naar buiten verplaatsen en zodoende een bepaalde hoek ten opzichte van de rijrichting innemen. Het voertuig drift. Deze hoek tussen de lengteas van de auto en de rijrichting noemen we de afdrijfhoek (vaak ook met drifthoek aangeduid).

Als we het door een bocht rijden van een auto nader beschouwen, zal ook het verband tussen de drifthoek en het stuurkarakter duidelijk worden. Bij een auto met de motor achterin is door de grotere belasting van de achterzijde de drifthoek achter ook groter dan voor. Tengevolge hiervan zal de auto bij het overschrijden van de maximale bochtsnelheid met de achterwielen uitbreken, omdat daar als eerste de grenzen van de zijdelingse reactiekrachten bereikt c.q. overschreden zal worden.

18.6 Het vera

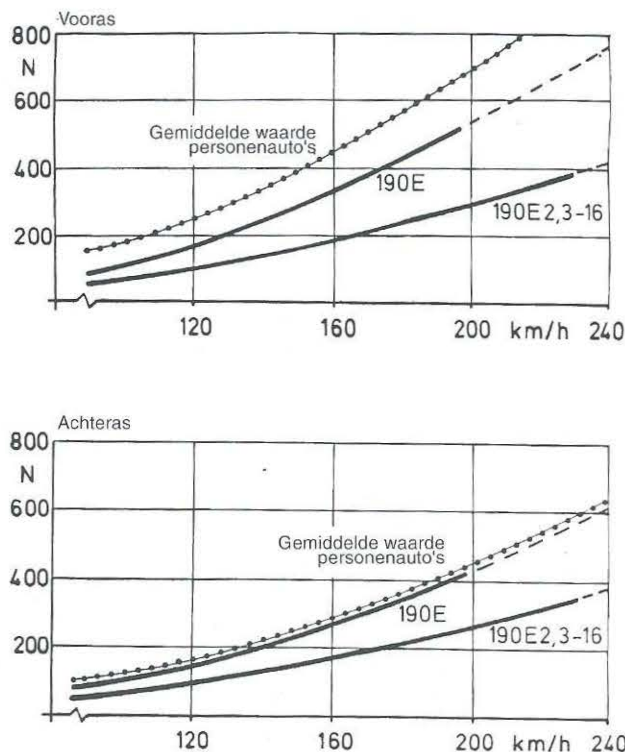
Afb. 18.11. Met to
de snelheid stijgt
waartse druk aan
achteras. In dit di
de waarden voor
cedes 190E en de
namisch verbeter
2,3-16 in vergelijk
de gemiddelde w
voor personenwa
200 km/h bedraa
middelde waarde
opwaartse druk a
vooras nog altijd
(circa 70 kg) en a
achteras 450 N (4
Dit heeft een verli
wegcontact tot ge

Ook op het stuurgedrag is dit van invloed. De grotere drifthoek achter stuurt de auto de bocht in. Bij voertuigen met de motor ver voorin zal aan de voorwielen de grootste drifthoek te zien zijn. Bij voertuigen met een gelijke gewichtsverdeling kan met voor en achter gelijke drifthoeken rekening worden gehouden. In de praktijk spelen echter ook de constructie van de wielophanging, haar momentaangrijppunten en de bandkeuze een belangrijke rol. De gewichtsverdeling is echter in grensgevallen van doorslaggevende betekenis. Voor het stuurkarakter gelden de volgende definities:

- overstuur: drifthoek achter groter dan voor;
- onderstuur: drifthoek voor groter dan achter;
- neutraal: drifthoek voor en achter gelijk.

18.6 Het veranderen van het stuurkarakter

Omdat de wieldrukverdeling bij het bochtenwerk niet alleen van de gewichtsverdeling, maar ook van het type wielophanging afhankelijk is, zijn er verschillende mogelijkheden om ongewenst stuurgedrag, zoals te sterk onderstuur of overstuur, te reduceren.



Afb. 18.11. Met toenemende snelheid stijgt de opwaartse druk aan voor- en achteras. In dit diagram de waarden voor de Mercedes 190E en de aërodynamisch verbeterde 190E 2,3-16 in vergelijking tot de gemiddelde waarden voor personenwagens. Bij 200 km/h bedraagt de gemiddelde waarde van de opwaartse druk aan de vooras nog altijd 700 N (circa 70 kg) en aan de achteras 450 N (45 kg). Dit heeft een verlies aan wegcontact tot gevolg.

Ook de bandkeuze speelt hierbij een belangrijke rol. Omdat de wieldruk een bepaalde invloed op de grootte van de drifthoek heeft, dient men met behulp hiervan het stuurkarakter in goede banen te leiden.
De wieldruk wordt weliswaar primair door het voertuiggewicht en haar asverdeling bepaald, maar zij verplaatsen zich door de centrifugaalkracht in meer of mindere mate naar de buitenste wielen. In extreme situaties komen de binnenste wielen los van het wegdek met het gevolg dat de totale wieldruk op de buitenste wielen komt te rusten.
Bij hogere snelheden zal de aërodynamica een toenemende invloed op de wieldruk uitoefenen. Positieve lift, zoals die bij voertuigen zonder uitgekiende aërodynamica optreedt, vermindert de wieldruk, hetgeen tot een overeenkomstig verlies aan spoorkracht leidt. Het doel van een goede aërodynamica zal dan ook moeten zijn het verhinderen van positieve lift en liefst nog het bevorderen van een negatieve lift (neerwaartse druk). Extra wieldruk, in zoverre dit niet door het gewicht en daarmede door de voertuigmassa ontwikkeld wordt, leidt tot een hogere spoorkracht. Dit is te vergelijken met de verhoogde wieldruk veroorzaakt door de centrifugaalkracht in bochten.

18.7 Banden, bandspanning en velgen

We zullen eenvoudig beginnen, namelijk bij de banden. Auto's met een geprononceerd stuurkarakter in de zin van over- en onderstuur kunnen het beste uitgerust worden met brede banden met een kleine drifthoek. Echte racebanden geven nog een beter resultaat, maar deze mogen op de openbare weg niet gebruikt worden. De reden van dit fenomeen is dat sportief uitgevoerde brede banden met een lage hoogte-/breedteverhouding op grond van hun constructie hogere spoorkrachten bij kleinere drifthoeken kunnen opnemen dan normale radiaalbanden. Met het juiste loopvlakrubbermengsel (compound) maken ze ook hogere maximale bochtsnelheden mogelijk. Door de kleinere drifthoeken bij alle vier wielen is ook het verschil tussen de drifthoeken van vooren achteras geringer, waardoor de auto ook met een kleinere drifthoek door de bocht gaat. Bij de beoordeling van de mate van onderstuur of overstuur wordt gewoonlijk het verschil tussen de drifthoeken voor en achter betrokken, omdat deze in hoofdzaak door de grootte van de drifthoek worden beïnvloed. Dit geeft de bestuurder het gevoel dat hij de auto onder controle heeft. Een veel goedkopere, meestal kosteloze mogelijkheid om het stuurgedrag van een auto te beïnvloeden, ligt in de omvang en verdeling

Afb. 18.12. Brede
brede lichtmetale
en een verlaagd z
punt verbeteren c
bochtsnelheid. Ae
mische hulpmidd
(voorspoiler en sk
ten de opwaartse
duceren.



Afb. 18.12. Brede banden, brede lichtmetalen velgen en een verlaagd zwaartepunt verbeteren de bochtsnelheid. Aërodynamische hulpmiddelen (voorspoiler en skirts) moeten de opwaartse druk reduceren.

van de bandspanning. Omdat de drifthoeken bij een hogere bandspanning kleiner worden, gelden de volgende regels:
- hogere bandspanning voor vermindert onderstuur;
- hogere bandspanning achter vermindert overstuur.

Overigens wordt deze methode door de meeste autoproducenten standaard toegepast, om een ongewenst stuurkarakter te voorkomen. Als gevolg hiervan treft men de aanbevelingen (voorschriften) voor de bandspanning in de instructieboekjes aan. Voor auto's met de motor achterin wordt voor de achterbanden meestal een aanzienlijk hogere spanning voorgeschreven dan voor de achterbanden van een auto met de motor voorin en voorwielaandrijving. Bij auto's met een neutraal stuurkarakter ziet men voor alle vier wielen praktisch dezelfde bandspanning. Als er standaard al grote verschillen in bandspanning voor achter en voor worden voorgeschreven, kan men door dit verschil nog groter te maken vaak aanmerkelijke verbeteringen bereiken. Dit kan in een enkel geval worden geprobeerd, waarbij men zich aan de eerder vermelde regels houdt. Verder bestaat de mogelijkheid door toepassing van verschillende bandmaten (voor en achter) het stuurgedrag te beïnvloeden. Omdat bredere banden bij gelijke belasting en spoorkracht kleinere drifthoeken nodig hebben dan smalle banden, kunnen we de volgende regels toepassen:
- bredere banden achter verminderen overstuur;
- bredere banden voor verminderen onderstuur.

Van deze methode wordt vooral bij sportieve auto's (bij voorbeeld de Porsche 911) gebruik gemaakt.
Eveneens in diezelfde richting wijst de toepassing van velgen met een verschillende maat en wel om dezelfde reden als die bij de

Afb. 18.13. Brede banden met een lagere hoogte/breedteverhouding geven meer spoorkracht bij een kleinere drifthoek. Het rechtuit rijden, comfort en het gedrag bij aquaplanen worden er minder op.



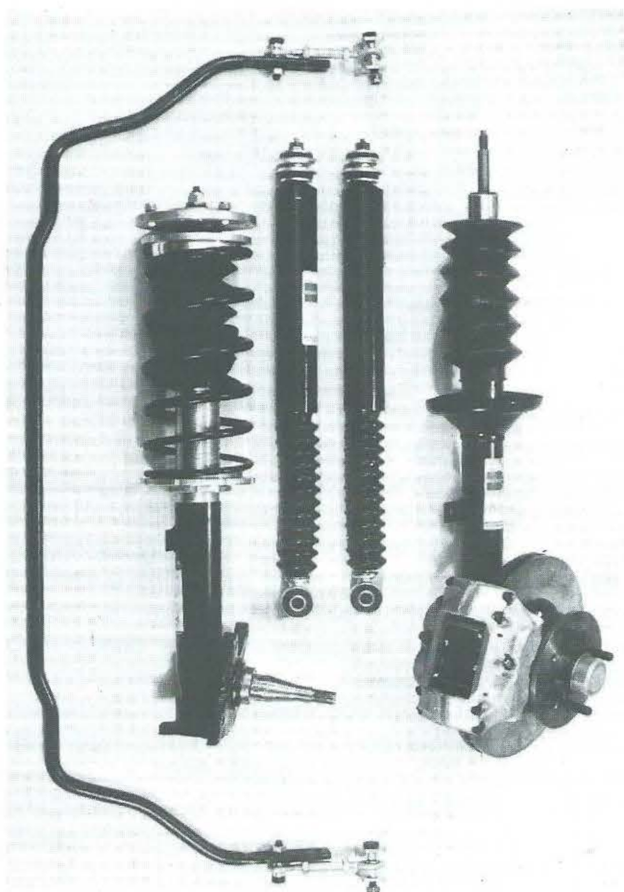
banden. Eenzelfde band (gelijkblijvende bandmaat) kan op een bredere velg een grotere spoorkracht overdragen, of anders gezegd, vergt bij gelijke belasting en gelijke zijdelingse krachten geringere drifthoeken. De band kan zich op de bredere basis beter afzetten en heeft een breder contactvlak. Dus:
- bredere velgen achter verminderen overstuur;
- bredere velgen voor verminderen onderstuur.

In deze paragraaf is duidelijk geworden dat men met relatief eenvoudige middelen ongewenste rijeigenschappen gunstig kan beïnvloeden. We kunnen echter nog wel verder gaan en ingrepen uitvoeren aan het onderstel, de vering en de schokdemping, wat natuurlijk aanzienlijk meer ervaring op dit gebied vereist. Ook zal bij dit soort operaties de kostenfactor een belangrijke rol spelen.

18.8 Invloed van de wielophanging

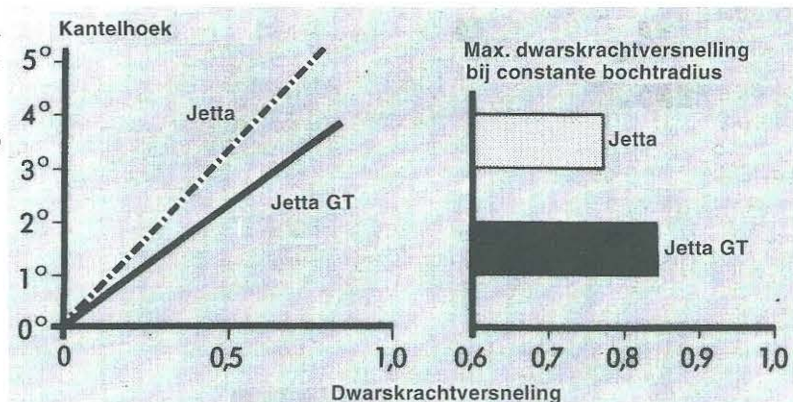
Na de gewichtsverdeling heeft het onderstel een aanzienlijke invloed op het stuurkarakter van de auto. Het onderstel omvat de wielophanging (naar type en constructie onder te verdelen), de vering en - niet in de laatste plaats - de schokdemping. We zullen ons hier niet bezighouden met de kinematica van wielophangingen, maar alleen principiële samenhangen verklaren en vervolgens proberen daaruit algemene regels samen te stellen. Desalniettemin vooraf enige algemene beschouwingen.
Reeds besproken is, wat er gebeurt als een auto te snel door een bocht rijdt. Er treedt een centrifugaalkracht op en de banden

Afb. 18.14. *Speciale onderdelen voor het onderstel, zoals verstelbare stabilisatorstangen, veerpoten met verstelbare veerschotel en negatieve wielvlucht (camber), gasdempers (Bilstein) maken een optimale afstelling (set-up) mogelijk.*



nemen de taak op zich, door dienovereenkomstig sterke zijdelingse krachten de auto op de weg te houden. Daarbij ontstaan er, zoals we al weten, drifthoeken die voor en achter verschillend kunnen zijn. Het is echter net zo belangrijk te weten dat niet alleen voor en achter, maar ook links en rechts verschillende wieldrukken optreden en daardoor zijdelingse krachten worden uitgeoefend. Men kan zich hierbij voorstellen dat de rond het zwaartepunt optredende centrifugaalkrachten (ter hoogte van de stoelzittingen) de auto naar de buitenkant van de bocht probeert te kantelen. Het gevolg is dat de auto zich aan die zijde probeert af te steunen, waardoor de wielen aan de buitenzijde sterker belast worden dan de wielen aan de binnenzijde van de bocht. De wielen aan de binnenzijde kunnen hierdoor zo sterk ontlast worden, dat één en soms beide in extreme situaties van het wegdek getild worden. De totale som aan zijdelingse krachten - dus de spoorkracht - de totale massa van de auto en de extra belasting door de centrifu-

Afb. 18.15. Bredere banden, extra stabilisatorstangen en een lager zwaartepunt reduceren bij de Jetta GT de hellingshoek en verhogen gelijktijdig de bochtsnelheid



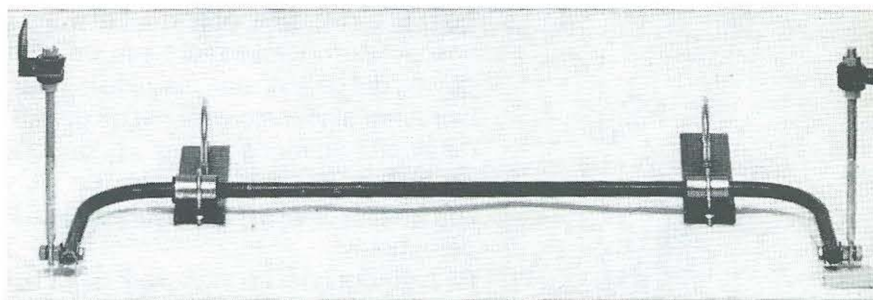
Afb. 18.16. De constru van een stabilisatorsta is in principe altijd dez de. Deze is voor een a teras en wordt door dr en trekstangen bevesi

gaalkracht komen dan terecht op de buitenste wielen. Het verschil in wieldruk tussen de binnenste en de buitenste wielen is ook weer te vatten onder de term dynamische asbelastingsverplaatsing. Om een zo hoog mogelijke bochtsnelheid te kunnen behalen, zullen de wieldrukverschillen tussen links en rechts én voor en achter zo gering mogelijk dienen te zijn. In de praktijk is dat nauwelijks te realiseren.
Er wordt ook invloed op de wieldrukverschillen in bochten uitgeoefend door de kantelneiging (hellingshoek), rolmoment genoemd en - bij hogere snelheden - de aërodynamica. Een vermindering van de kantelneiging heeft, meestal in verbinding met andere maatregelen, hogere bochtsnelheden tot gevolg (dwarskrachtversnelling).

18.9 De stabilisatorstang

We kunnen door het wijzigen van de wieldrukken (reduceren van wieldrukverschillen) aan de voor- en achteras het stuurkarakter van de auto wezenlijk beïnvloeden. Hiervoor gebruiken we een stabilisatorstang (dwarsstabilisator), die overigens bij bijna elke moderne auto te vinden is. Het gaat hier gewoonlijk om een dwars boven of onder de assen gemonteerde torsiestaaf, die aan haar omgebogen einden met de wielophanging is verbonden en die ook de veerbewegingen van het wiel volgt. Het met de carrosserie verbonden dwarsgeplaatste deel van de stabilisatorstang wordt bij eenzijdig inveren verdraaid en werkt dan als een torsiestaaf. Omdat een auto in een snelle bocht steeds eenzijdig in- en uitveert, kunnen stabilisatorstangen gebruikt worden om de wieldrukverhoudingen te veranderen.





Afb. 18.16. De constructie van een stabilisatorstang is in principe altijd dezelfde. Deze is voor een achteras en wordt door druk- en trekstangen bevestigd.

We zullen dit aan de hand van een eenvoudig voorbeeld duidelijk maken. We nemen aan dat een auto door een rechter bocht rijdt en aan een as een stabilisatorstang heeft. De opbouw steunt sterk af op de buitenste (dus linker) wielen. Deze veren in en de rechter wielen veren uit. Bij dit proces wordt de stabilisatorstang sterk verdraaid en oefent op het ingeveerde, dus linker voorwiel nog extra kracht uit, waardoor de wieldruk daar groter wordt dan dat deze zonder stabilisatorstang zou zijn. Gelijktijdig vermindert de wieldruk van het binnenste wiel, waardoor er grotere wieldrukverschillen tussen links en rechts ontstaan. Het gevolg is dat de drifthoek van het buitenste wiel groter is dan dat deze zou zijn zonder stabilisatorstang. Zowel aan de vooras als aan de achteras werkt een stabilisatorstang op dezelfde wijze. Daarom zijn de volgende regels van toepassing:

- stabilisatorstang voor vermindert overstuur (c.q. bevordert onderstuur);
- stabilisatorstang achter vermindert onderstuur (c.q. bevordert overstuur).

Vanzelfsprekend kunnen we ook hier volgens de regels van de kunst variaties aanbrengen. Reeds gemonteerde stabilisatorstangen kunnen worden vervangen door dikkere of dunnere exemplaren. Een sterkere stabilisatorstang voor zorgt dan eveneens voor meer onderstuur, c.q. vermindert overstuur. Een sterkere stabilisatorstang achter bevordert overstuur, c.q. vermindert onderstuur. Daarbij is het belangrijk - ten behoeve van een evenwichtig stuurkarakter in het grensgebied - voor en achter praktisch gelijke drifthoeken te hebben, wat met de juiste stabilisatorstangen bereikt kan worden. Hiermee probeert men dus de auto zo neutraal mogelijk te krijgen.

De stabilisatorstang heeft echter nog een andere eigenschap waardoor deze bekendheid heeft gekregen. En dat is de invloed op de rijeigenschappen en wel om precies te zijn het tegengaan van overhellen. Dit kan eenvoudig verklaard worden. Bij het

eenzijdig inveren door een bocht wordt de vering harder in de mate van de extra torsiekracht van de stabilisatorstang. Dit heeft tot gevolg dat de auto aan die zijde minder sterk inveert. Tegelijkertijd wordt het binnenste wiel met de gelijke mate aan torsiekracht van de stabilisatorstang ontlast c.q. opgetild. De geringe invering aan de buitenzijde van de bocht en de geringe uitvering aan de binnenzijde hebben als resultaat een geringere kantelneiging van de opbouw.
Bij extreem snel bochtenwerk neigt het binnenste wiel aan de as voorzien van een stabilisatorstang tot loskomen van het wegdek. Een stabilisatorstang aan de achteras - bij achterwielaandrijving - reduceert door de eenzijdige wieldrukvermindering de aandrijfkracht in de bocht. Bij voorwielaandrijving is dit van toepassing als er aan de voorzijde een stabilisatorstang is gemonteerd. In beide gevallen is de oorzaak een ontlasten van het binnenste wiel. Voor de aangedreven assen zullen niet al te sterke stabilisatorstangen gekozen moeten worden. Overigens kan aan dit negatieve bijverschijnsel tegemoetgekomen worden door montage van een sperdifferentieel. Deze verhindert of vermindert het doordraaien van het ontlaste wiel, waardoor het belaste wiel over de aandrijfkracht blijft beschikken.

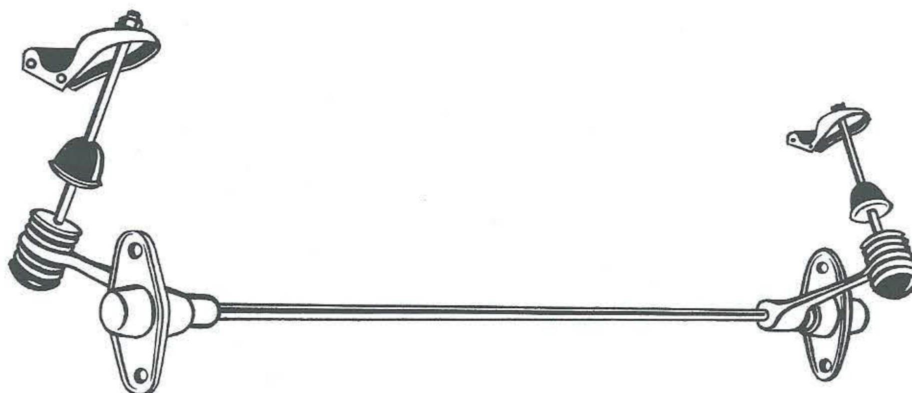
18.10 De hulpveer

Met hulpveren wil men hetzelfde bereiken als met stabilisatorstangen, namelijk het verminderen van ongewenste rijeigenschappen. We zullen in het kort het principe beschrijven, omdat het toepassingsgebied tot bepaalde asconstructies beperkt is. Hulpveren werden tot nu toe alleen bij pendelassen achter ingebouwd (bij voorbeeld VW, Daimler-Benz, Porsche 356 BS90 en Carrera 2). Zij kunnen als dwarse bladveer (Porsche), als torsiestaaf (VW) of als schroefveer (Daimler-Benz) uitgevoerd zijn. We zullen nu in het kort de werkingswijze verklaren.
In tegenstelling tot de stabilisatorstang maakt de hulpveer, bij gelijktijdig inveren, de vering harder. Bij eenzijdig in- en uitveren (dus in een bocht) oefent zij geen kracht op de wielophanging uit. Het is dus niet zo dat, zoals vaak ten onrechte wordt aangenomen, de hulpveer het ontlaste wiel extra op het wegdek drukt! We kunnen ons nu met recht afvragen, wat we ervan moeten vinden dat een hulpveer praktisch alleen bij het rechtuit rijden werkzaam is. De kneep zit 'm ergens anders. Omdat de hulpveer bij het gelijktijdig inveren de vering harder maakt, kunnen we wat zachtere (hoofd-)veren gebruiken. Bij de in het algemeen met een stabilisatorstang uitgeruste vooras zal het buitenste wiel de gro-



Afb. 18.17. De cor
assen (achter). In

18.11 Camber



Afb. 18.17. De compensatieveer geeft een verbetering van rijeigenschappen bij auto's met pendelassen (achter). In de Kever heeft deze de vorm van een torsiestaaf.

tere reactiekrachten en de grotere drifthoeken opnemen. De rijeigenschappen verschuiven dus in de richting onderstuur, ofte wel:

– hulpveer achter vermindert overstuur.

Bij het naderhand monteren van een hulpveer zal in ieder geval de hoofdvering van de desbetreffende assen zachter gemaakt moeten worden, omdat anders een dergelijke maatregel geen nut heeft.

Natuurlijk kunnen we eenzelfde werking ook bereiken met een sterkere stabilisatorstang. In de praktijk blijkt echter dat bij bepaalde asconstructies vaak ongewenste neveneffecten optreden, waardoor een verdeling in stabilisatorstang voor en hulpveer achter gunstiger blijkt te zijn.

18.11 Camber en sporing

Zowel voor het stuurkarakter als voor de maximaal bereikbare bochtsnelheid speelt de afstelling van het onderstel een aanzienlijke rol. Onder de afstelling van het onderstel verstaan we de waarden voor spoorbreedte, camber (wielvlucht), caster (fuseelangshelling) en sporing. De afstelling van het onderstel moet u ten minste éénmaal per jaar controleren met daarvoor geschikte apparatuur. Als het om wedstrijdwagens gaat, vaker. Bij de sporing kunt u het beste aan de onderste grens van de tolerantie zitten om een grotere rolweerstand (die door toespoor wordt veroorzaakt) te voorkomen. Dus als bij voorbeeld een toespoor van 1 tot 3 mm is voorgeschreven, is 1 mm voldoende.



Afb. 18.18. Ondanks het inveren van de buitenste wielen door het overhellen van de carrosserie, vertoont deze Ford Escort nog een positieve wielvlucht

Het camber daarentegen kan bij veel wielophangingen gevarieerd worden. Omdat een zich tegen de buitenzijde van de bocht afzettend wiel (negatief camber) een extra zijdelingse kracht oplevert, ontstaat er extra spoorkracht waarmee hogere bochtsnelheden gehaald kunnen worden. Men kan een verandering van het camber ook aanwenden tot beïnvloeding van het stuurkarakter, zowel voor als achter:

– negatief camber voor - minder onderstuur;
– negatief camber achter - minder overstuur.

Vanwege de ongelijkmatige bandslijtage en ook om andere redenen is het beter niet te veel negatief camber te kiezen. Achter kunnen we tot 3 graden gaan, vóór is meer terughoudendheid geboden (maximaal 2 graden). Met name bij banden met een zeer breed contactvlak moet u het camber niet te groot afstellen. Met behulp van proefritten en het meten van de loopvlaktemperatuur van de banden kunt u tot een juiste waarde komen.

Ook de spoorbreedte van een as speelt ten aanzien van de bereikbare bochtsnelheden en het stuurkarakter van een auto een rol. Een grotere spoorbreedte maakt bij een gelijkblijvende hoogte van het zwaartepunt een betere zijdelingse afsteuning mogelijk. We kunnen de spoorbreedte aan beide assen in gelijke mate groter maken, hetgeen resulteert in hogere maximale bochtsnelheden. Ook kunnen we alleen voor of achter verbreden om de effecten van een ongewenst stuurkarakter te reduceren. Hiervoor gelden de volgende regels:

Afb. 18.19. De BMW M3 in race-uitvoering heeft voor en achter een enigszins negatieve wielvlucht en rijdt praktisch zonder overhellen door de bocht



– grotere spoorbreedte voor - minder onderstuur;
– grotere spoorbreedte achter - minder overstuur.

Aan de vooras moet de spoorverbreding ook niet overdreven worden, om de besturing niet te veel te beïnvloeden. Ook de hoogte van het zwaartepunt van een voertuig kan een onderwerp van de onderstelafstelling zijn. We kunnen dit zwaartepunt op verschillende manieren verlagen en daardoor hogere bochtsnelheden behalen. Ook het verlagen moet niet overdreven worden. De veerweg, het comfort en niet in de laatste plaats de geringe bodemvrijheid zijn de grenzen. Overigens spelen deze factoren op het circuit een ondergeschikte rol, terwijl men bij rally's en ook in het normale verkeer voor enige centimeters bodemvrijheid dankbaar zal zijn.

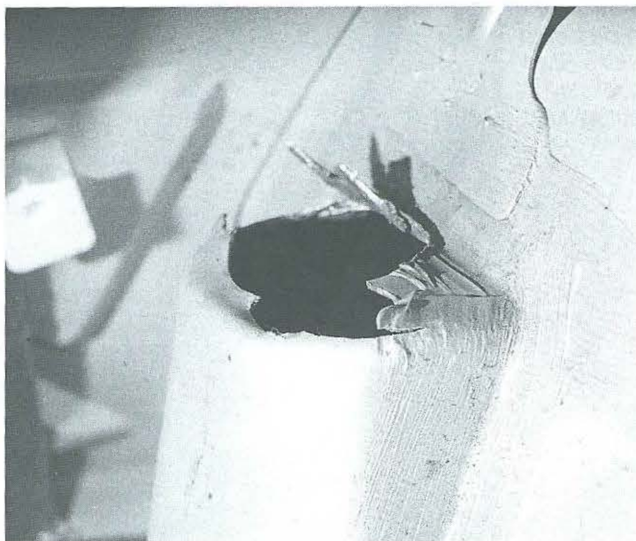
18.12 Vering en schokdemping

Serieauto's zijn voor wat de vering en schokdemping betreft meestal zo ontworpen, dat een acceptabel compromis tussen wegligging en comfort ontstaat. We kunnen dan ook, als we wat rijcomfort inleveren, door een hardere onderstelafstelling voor een deel aanzienlijk betere rijeigenschappen bereiken. In dit verband is een geliefde maatregel om het zwaartepunt omlaag te brengen het verlagen van de auto; ook vanuit optisch oogpunt. Vanzelfsprekend geeft deze maatregel, vooral in samenhang met een grotere spoorbreedte, een betere afsteuning van de centrifugaalkrachten in bochten, alsmede hogere toelaatbare bochtsnelheden. De begrenzing wordt echter gevormd door het inveren (de inveerweg) en de veeraanslag van de standaardserieauto. En



Afb. 18.20. Verstelbare schokdempers en veerpootelementen worden door Koni ook geleverd in combinatie met kortere en hardere veren

waar de auto in statische toestand al op de veeraanslagen ligt - en niet zo weinig veerverlagingssets geven dit resultaat - heeft deze dynamisch, dus tijdens het rijden, helemaal geen inveerreserve meer. Op een relatief vlak wegdek hobbelt een dergelijke auto en verliest al bij wat grotere oneffenheden het wegcontact. Bij alle (rij-)hoogteveranderingen dient een voldoende inveerweg behouden blijven; ten minste 40 millimeter, bij grotere voertuigen moeten we naar 60 millimeter streven.
Wordt de auto bij een gelijkblijvende veerfrequentie verlaagd (veerdruk per inveerweg in newton/millimeters (N/mm)), dan zal de resterende veerdruk niet meer voldoende zijn om de volle belading op zich te nemen. Met een vermindering van de belading zou in dit geval een deel van het probleem opgelost zijn, omdat dynamische stoten, zoals die zich speciaal bij een sportieve rijstijl voordoen, even slecht worden afgeveerd en net zo hard over de veeraanslagen aan de carrosserie worden doorgegeven. In principe geniet het verlagen door montage van veren met een hardere karakteristiek de voorkeur. Daarbij dient erop gelet te worden dat de veerfrequenties voor en achter in gelijke mate worden aangepast, om negatieve effecten op het stuurkarakter te vermijden. Ook bij een vakkundig én gematigd verlagen met hardere veren en dempers worden de carrosseriedelen die de krachten moeten opnemen, zoals veerpootbevestigingen, echter zwaarder belast. Om allerlei vervormingen of zelfs uitscheuren te vermijden, dienen versterkingen te worden aangebracht. Wat het inkorten van bestaande veren betreft, hetgeen populair is gezien de lage kosten, moeten we er rekening mee houden dat de veerhardheid toeneemt. Het aantal vrije (verende) windingen is omgekeerd even-



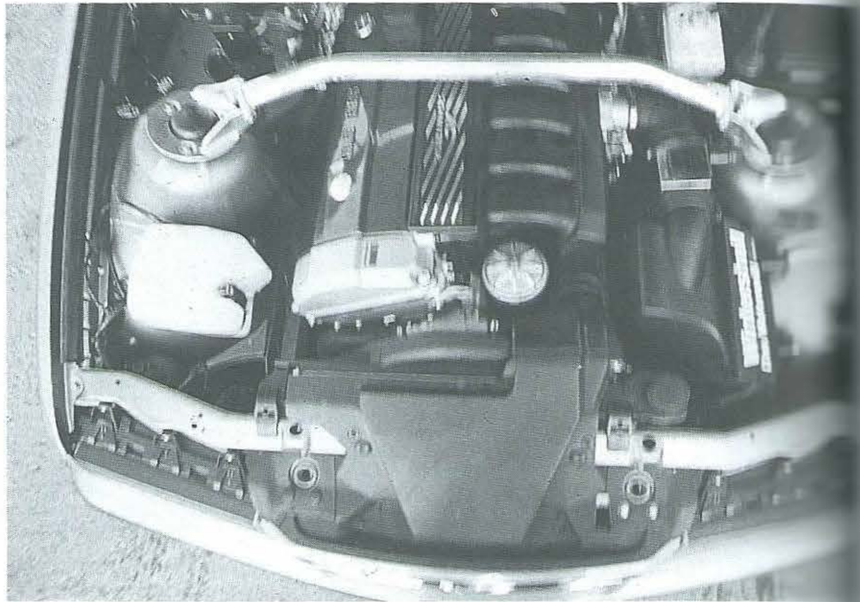
Afb. 18.21. Zonder versterking van de veerpootbevestiging aan de achteras van deze BMW 3-serie, heeft toepassing van hardere veren, demping en geringere rijhoogte de hier afgebeelde gevolgen.

redig aan de veerfrequentie. Als bij voorbeeld een veer met vijf windingen ingekort wordt tot vier, wordt de veerfrequentie met 20 procent verhoogd. Verder dient erop gelet te worden dat bij ingekorte of korte veren het uitveren ook gereduceerd wordt. Bij volledig uitveren kan de veer volledig los komen te staan; beter is het om hem enigszins onder druk te houden.

Geringere veerwegen en hardere veren vereisen in ieder geval het toepassen van strakker werkende schokdempers. In de meeste gevallen zou het echter voldoende kunnen zijn de demping aan te passen en de veren te laten zoals ze zijn. Door de hardere demping zullen de bewegingen van de opbouw worden beperkt, waardoor de rijeigenschappen en de hanteerbaarheid van de auto een duidelijke verbetering ondergaan. De schokdempers houden echter niet alleen de bewegingen van de carrosserie in toom; hun eigenlijke functie is de in trilling gebrachte wielen en asdelen, veroorzaakt door oneffenheden in de weg en andere storende krachten, te dempen.

Zonder schokdempers treden aan de wielen en de assen oncontroleerbare trillingen op, waaronder de wieldrukverhoudingen en het wegcontact zullen lijden. Dit is een toestand die niet bevorderlijk is voor de wegligging. Hieruit blijkt ook dat we het wiel het moeilijk moeten maken om na te trillen en dat hardere schokdempers een beter wegcontact waarborgen.

Omdat de tegenwoordig gangbare hydraulische schokdempers zowel het inveren als het uitveren dempen, kan men ze gebruiken om het stuurkarakter te beïnvloeden. Ook bij asconstructies die bij het in- en uitveren een kinematica ontwikkelen, die slecht is

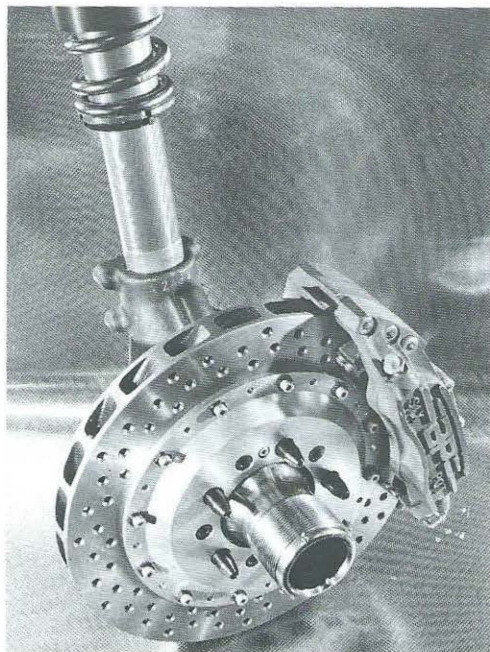


Afb. 18.22. De dwarsverbinding tussen de beide veerpoten bij deze BMW maakt het geheel stijver bij een gelijkmatige krachtenverdeling.

voor de wegligging (grote camber-en spoorbreedteveranderingen, zoals bij pendelassen of eenvoudige draagarmconstructies), kan een harde demping die de veerbewegingen begrenst, wonderen verrichten. Het overhellen van de opbouw, dat bij snel bochtenwerk (veel links/rechts combinaties) gevaarlijk kan worden, wordt door een hardere demping sterk verminderd of zelfs geheel voorkomen. Omdat schokdempers normaal niet instelbaar zijn, is de keuze van het karakter van de ingaande (bump) en uitgaande slag (rebound) en de verdeling over voor en achter aan de fabrikant voorbehouden. In het bijzonder de ingaande slag (deze dempt het inveren van het wiel), die vanwege het rijcomfort meestal zacht wordt ingesteld (verhouding ingaande tot uitgaande slag ongeveer 1:3 tot 1:4), dient voor een sportieve rijstijl wat harder te zijn.

Instelbare schokdempers, bij voorbeeld van Koni, kunnen weliswaar harder worden ingesteld, maar dit betreft dan alleen de uitgaande slag. Er zijn echter ook wel speciale exemplaren, waarbij de ingaande en uitgaande slag afzonderlijk ingesteld kunnen worden. Met betrekking tot de gehele afstemming en de instelling van de schokdempers, voegen we er nog aan toe dat exacte controles en afstellingen alleen op een schokdempertestbank uitgevoerd kunnen worden, omdat deze in staat is de schokdempersnelheden te reproduceren. Het is daarom wel handig dat men over juist ingestelde sportdempers uit het leveringsaanbod van een fabrikant kan beschikken, omdat hieraan grondig testwerk ten

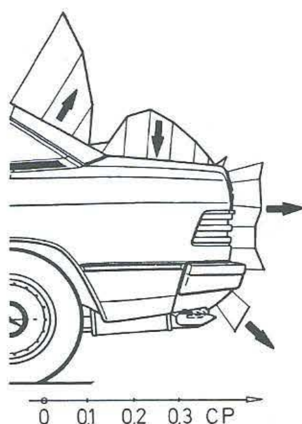
Afb. 18.23. Een professioneel ontworpen veerpoot voor wedstrijdtoepassing (BMW M3) met een schroefdraad voor het verstellen van de onderste veerschotel. Verdere kenmerken: lichtmetalen fusee, grote geventileerde en doorboorde remschijven, remzadel met zes zuigers en een centrale wielbevestiging.

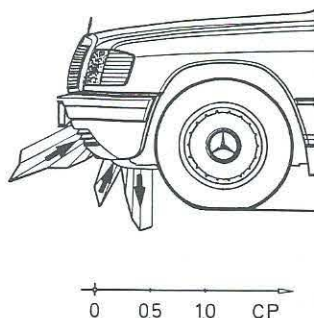


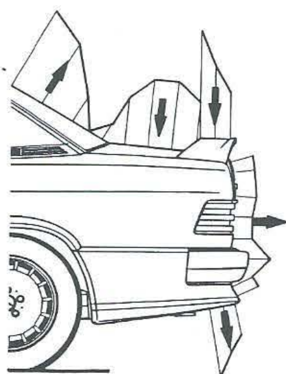
grondslag ligt. Het met de hand uittrekken en indrukken van de demper zegt weinig over kwaliteit en dempingskarakteristiek. Met een beetje ervaring kunnen we het beste met behulp van proefritten tot een juiste demperinstelling komen, waarbij het uiteraard wel om instelbare dempers moet gaan.

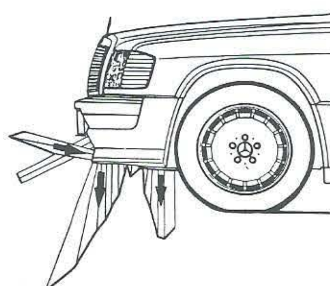
18.13 De invloed van de aërodynamica

In principe kunnen we stellen dat de invloed van de aërodynamica bij toenemende snelheid van de auto meer dan progressief toeneemt. Niet alleen de lucht die de rijdende auto omgeeft, levert bij hogere snelheden het grootste deel van de rijweerstand, maar ook de in verticale richting werkende krachten, die als opwaartse druk (positieve lift) en neerwaartse druk (negatieve lift of downforce) bekend staan. We kunnen ervan uitgaan, dat bij een normale gebruiksauto deze krachten in principe naar boven gericht zijn en dus een opwaartse druk veroorzaken. Vanzelfsprekend veroorzaakt de luchtweerstand zelf, vooral bij situaties met zijwind, extra toenemende opwaartse druk die krachten en momenten uitoefenen. Dit heeft uiteraard gevolgen voor de rijeigenschappen. De opwaartse druk vermindert de wieldrukken, verandert onder bepaalde omstandigheden de asbelastingsverdeling en reduceert de









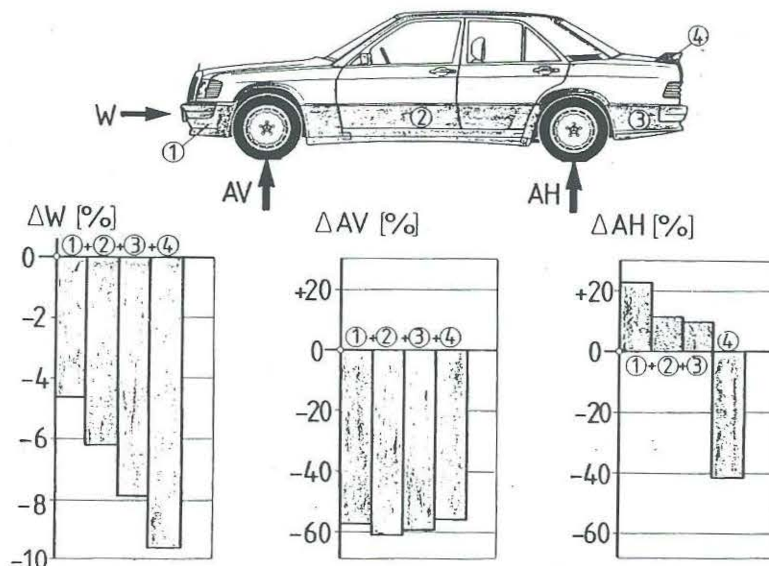
Afb. 18.24. In eerste instantie zorgt de achtervleugel bij de Mercedes 190E 2,3-16 voor minder opwaartse druk aan de achteras

Afb. 18.25. De drukverdeling aan de voorzijde van de auto wordt door een spoiler (onder) aanzienlijk veranderd en naar beneden gericht (Mercedes 190)

spoorkracht en de grip (langs- en dwarskrachten) van de banden. Daardoor zullen de rijstabiliteit en het stuurkarakter negatief worden beïnvloed. Ook verminderen de overdraagbare langs- en dwarskrachten, waardoor rem- en aandrijfkrachten geringer worden.

Afgezien van verkleining van de luchtweerstand (c_W-waarde), moet ook een effectieve aërodynamica als doel gesteld worden; reduceren van opwaartse druk en liever nog creëren van neerwaartse druk. Met vleugels en een aërodynamisch carrosserieontwerp kunnen extra dynamische wieldrukken (oplegdruk) verkregen worden, soms het dubbele van de massa van het voertuig. Alleen op deze wijze zijn de hoge aandrijf-en remkrachten overdraagbaar en alleen zo zijn grote dwarskrachtversnellingen mogelijk.

*Afb. 18.26. Deze gr
ken verduidelijken d
vloed van de aërod
sche onderdelen bi
Mercedes 190E 2,3
aangegeven in proc
De luchtweerstand
wordt door deze on
len met bijna 10 pro
gereduceerd. Het r
ste grafiekje toont d
spoilers aan de ach
de (3 en 4) de opwa
druk aan de voorzij
weer verhogen; rec
wordt duidelijk dat d
voorspoiler (1), de s
(2) en achterspoiler
(3) weliswaar de op
se druk aan de ach
de verhogen, maar
door de achtervleug
weer wordt gecomp
seerd.*



Afb. 18.26. Deze grafieken verduidelijken de invloed van de aërodynamische onderdelen bij de Mercedes 190E 2,3-16, aangegeven in procenten. De luchtweerstand (links) wordt door deze onderdelen met bijna 10 procent gereduceerd. Het middelste grafiekje toont dat spoilers aan de achterzijde (3 en 4) de opwaartse druk aan de voorzijde weer verhogen; rechts wordt duidelijk dat de voorspoiler (1), de skirts (2) en achterspoiler-onder (3) weliswaar de opwaartse druk aan de achterzijde verhogen, maar deze door de achtervleugel (4) weer wordt gecompenseerd.

Bij normale personenauto's of GT's zijn de aërodynamische maatregelen natuurlijk beperkt, vooral ook als we allerlei keuringseisen voor gebruik op de openbare weg bezien. Maar door veranderingen aan de carrosserie kunnen vaak merkbare verbeteringen worden bereikt. Als voorbeeld noemen we de aërodynamische vormgeving van de Mercedes 190, die eerst voor straatgebruik en later voor wedstrijdtoepassingen in de windtunnel geoptimaliseerd werd. Zo kon de luchtweerstandscoëfficiënt (c_W-waarde) en de opwaartse druk voor en achter duidelijk worden gereduceerd. De aërodynamische hulpmiddelen omvatten een voorspoiler, achterspoiler (onder), achtervleugel en uitgebouwde dorpels (skirts). Voor wedstrijdtoepassingen werd later de achtervleugel aanzienlijk vergroot en hoger gemaakt, hetgeen de werking verbeterde.

Nu nog iets over het spoileraanbod in de accessoirehandel. Alleen van die artikelen die in een windtunnel getest zijn, gaat een positief effect uit. Verder merken we op dat brede banden en velgen jammer genoeg een negatieve invloed op de aërodynamica hebben. Ze verhogen niet alleen de luchtweerstandcoëfficiënt, maar vergroten ook de opwaartse druk. Tegenmaatregelen zijn het verlagen van de auto en het monteren van een voorspoiler. Goed geconstrueerde voorspoilers reguleren de luchtsnelheidsvergroting en luchtstroming tussen voertuigbodem en wegdek, hetgeen een onderdruk als resultaat heeft en daaruit voortvloeiend een verminderde opwaartse druk. De auto wordt als het ware naar het wegdek toegezogen (ground-effect). Vrijstaande achtervleugels,

Afb. 18.27. *De tweede evolutietrap (Evo II) van de Mercedes 190E 2,5-16 heeft overduidelijke aërodynamische hulpmiddelen. Een diepe voorspoiler en een zeer hoge achtervleugel. Een betere c_W-waarde en een duidelijke neerwaartse druk zijn hiervan het gevolg.*



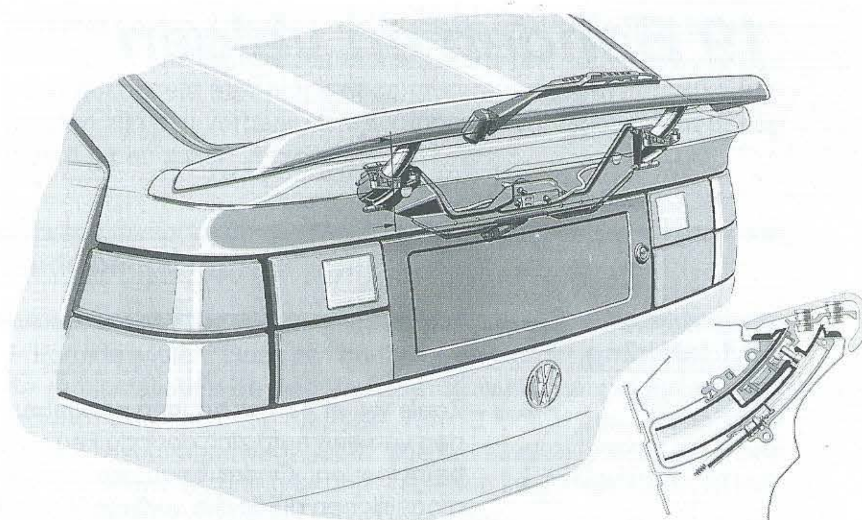
die zowel aan de boven- als aan de onderzijde lucht geleiden, zijn effectiever (minder opwaartse druk) dan de achterspoilers die op het kofferdeksel worden aangebracht.

18.14 Samenvatting

Voor een beter overzicht zullen we alle beschreven mogelijkheden om de bochtsnelheid te verhogen c.q. het stuurkarakter te verbeteren, nog eens samenvatten. Vanzelfsprekend zijn aan veel onderstellen bepaalde maatregelen niet altijd mogelijk, zoals wijzigen van de wielvlucht (camber) van starre (aangedreven) achterassen en vaak zijn ook slechts enkele van de opgesomde mogelijkheden noodzakelijk of zinvol.
Om de spoorkracht en daarmee de bochtsnelheid te verhogen, kunnen we het volgende doen:

1. Brede banden of, op circuits, racebanden.
2. Rondom hogere bandspanning.
3. Bredere en (zo mogelijk) lichtere velgen.
4. Auto verlagen (zwaartepunt verlagen).
5. Negatief camber voor en achter.
6. Stabilisatorstangen voor en achter.
7. Spoorbreedte voor en achter vergroten.
8. Opwaartse druk verminderen (voor- en achterspoiler).

Door het toepassen van enkele van de bovenvermelde mogelijkheden kunnen we ook een ongewenst stuurkarakter verminderen



Afb. 18.28. Uitklapbare achtervleugels worden in de serieproduktie steeds meer toegepast (Porsche Carrera, VW Corrado)

of elimineren. De volgende onder A en B opgesomde regels zijn van toepassing:

A. Overstuur verminderen of elimineren

1. Hogere bandspanning achter.
2. Bredere banden achter.
3. Bredere velgen achter.
4. Negatief camber achter.
5. Grotere spoorbreedte achter.
6. Stabilisatorstang of sterkere stabilisatorstang voor.
7. Hulpveer achter (tegelijk met het zachter maken van de vering).
8. Hardere demping (ingaande slag, 'bump') of vering voor.
9. Achterspoiler of achtervleugel.

B. Onderstuur verminderen of elimineren

1. Hogere bandspanning voor.
2. Bredere banden voor.
3. Bredere velgen voor.
4. Negatief camber voor.
5. Grotere spoorbreedte voor.
6. Stabilisatorstang achter.
7. Hardere demping (ingaande slag) of vering achter.
8. Voorspoiler.

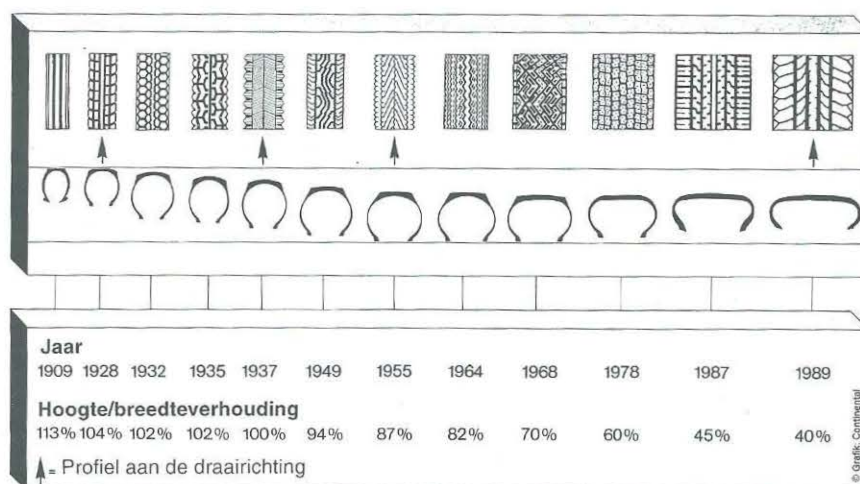
19 Banden en velgen

19.1 Inleiding

Zoals we al eerder hebben aangehaald, laten de rij-eigenschappen van een auto zich door de keuze van de banden aanmerkelijk beïnvloeden. Onder bepaalde omstandigheden is het dan ook mogelijk een duidelijke verbetering van de wegligging te bereiken door alleen geschikte banden te monteren, zonder dat ook het onderstel wordt aangepast. Onder geschikte banden verstaan we dan in principe brede radiaalbanden.

Brede banden zijn banden geconstrueerd met een duidelijk lage hoogte-/breedteverhouding. Dit wordt met een getal aangegeven, dus bij voorbeeld 70, 65, 60, 55 of nog lager. Dit getal vormt een percentage en geeft de hoogte van de zijwand van de band in verhouding tot de breedte weer. Een band uit de 50-serie is praktisch half zo hoog als dat deze breed is.

Nu is het begrip brede band in de laatste jaren niet principieel veranderd, maar de inhoud is wel duidelijk verschoven. In de jaren

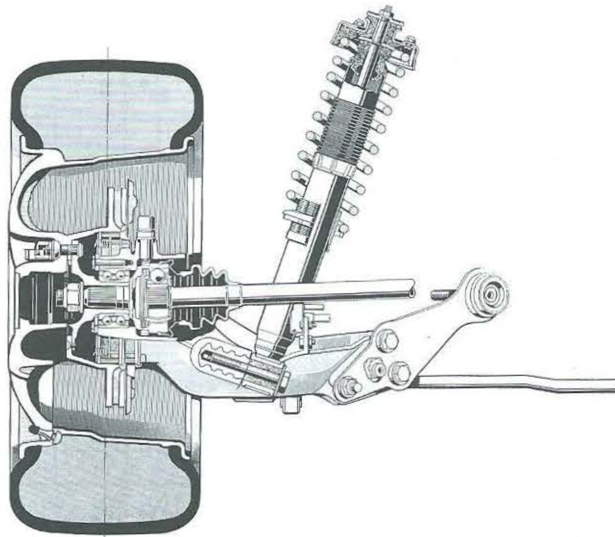


Afb. 19.1. De tendens naar lagere hoogte/breedteverhouding is niet te ontkennen. Voor de toekomst zijn 30-seriebanden of nog lager geen utopie.

zeventig golden 70-serie-banden als de brede band; de 60-serie was al extreem breed. De tendens is thans een nog lagere bredere band gekoppeld aan een steeds grotere velgdiameter. 30-serie-banden zijn al leverbaar en we kunnen al voorspellen dat er nog lagere typen zullen verschijnen.

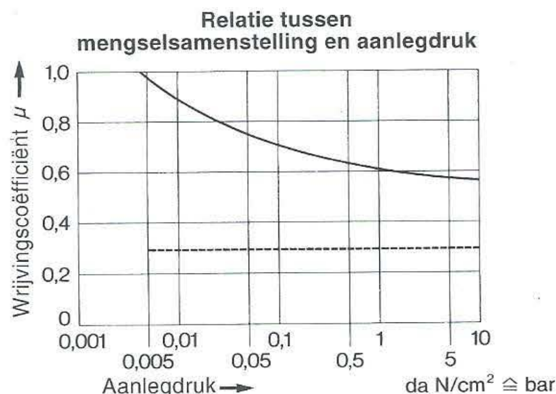
19.2 Het waarom van brede banden

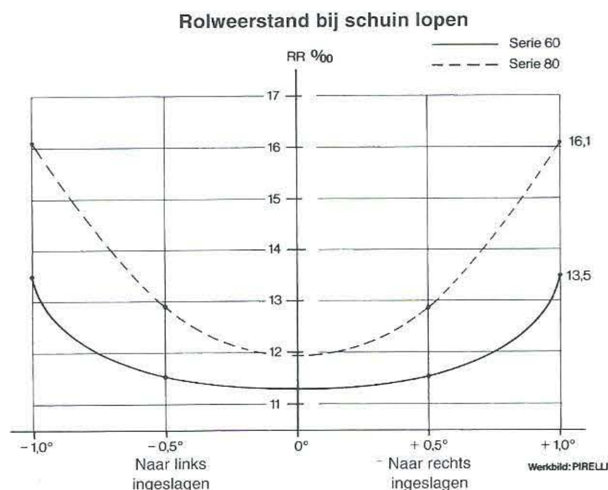
De aanzet tot de extreem brede banden zijn de steeds groter wordende wielen. Deze zijn nodig als men groot gedimensioneerde reminstallaties en gecompliceerde wielophangingen wil toepassen. Een nominale diameter van 16 inch is voor snelle voertuigen niet buitengewoon. Sommige fabrikanten leveren al 17 inch als standaard en tuning-bedrijven bieden inmiddels 18 en 19 inch aan, zelfs 20 inch-wielen zijn al leverbaar.
Eenzelfde ontwikkeling als bij de wieldiameter (hiermee wordt overigens altijd bedoeld de afstand van hiel tot hiel van de band of de velgdiameter in hoogte) zien we ook bij het contactvlak, dat steeds breder is geworden. Afgezien van de esthetische voordelen kent de grotere breedte ook een aantal technische voordelen. Zo is bij voorbeeld het draagvermogen in principe afhankelijk van het luchtvolume van de band. Als het luchtvolume door een kleinere hoogte-/breedteverhouding gereduceerd wordt, moet dit over een grotere bandbreedte worden gecompenseerd, wil men het draagvermogen niet verminderen.



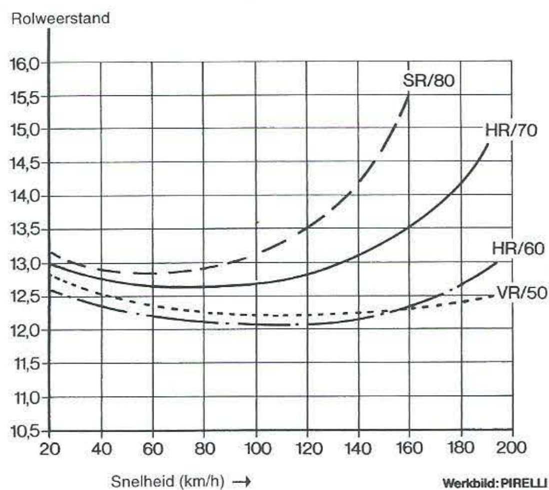
Afb. 19.2. Groot gedimensioneerde remmen en ver tot in het wiel uitstekende wielophangingen vereisen steeds grotere wieldiameters. Op de afbeelding de achterwielophanging van de Porsche Turbo met velgmaat 9J x 17.

Afb. 19.3. Bij toenemende aanlegdruk wordt de wrijvingscoëfficiënt van het rubbermengsel hoger





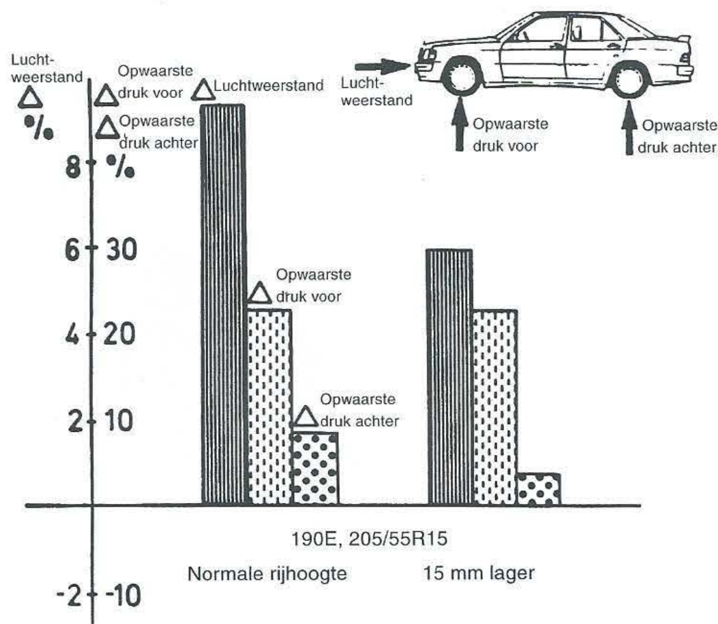
Afb. 19.4. Ook bij het rijden door bochten (schuinlopen) is de rolweerstand van brede banden geringer



Afb. 19.5. Hoe lager de hoogte/breedteverhouding des te kleiner de rolweerstand bij hogere snelheden

Afb. 19.6. Dit diagram toont de invloed van brede banden op de dynamica. Opwaartse druk en de luchtweerstand nemen bij de n le Mercedes 190E aa zienlijk toe (linker sta Door een lagere hoog te/breedteverhouding de invloed minder wo

Een tweede belangrijke technische reden, die niet alleen pleit voor een verbreding van de band, maar ook van het loopvlak (beide zijn aan elkaar gerelateerd), is het streven het eigenlijke contactvlak tussen voertuig en wegdek te vergroten. Deze is het uiteindelijk die alle rijdynamische krachten, of het nu aandrijf-, rem- of spoorkrachten betreft, op het wegdek moet overbrengen. En tegen klassieke natuurwetten in stelt de uitgebreide wrijvingstheorie dat dit des te beter gaat als er meer contactvlak ter beschikking staat. Meer contactvlakken resulteren bij gelijkblijvende wieldrukken in een geringere contactvlakdruk. Een geringere specifieke belasting - en de contactvlakdruk is niets anders - leidt tot een grotere hechtingscoëfficiënt van het rubbermengsel. Brede banden verbeteren dus de krachtoverbrenging tussen wielen en wegdek, daardoor verbeteren het rem- en acceleratievermogen en de maximale bochtsnelheden worden hoger.
Brede banden hebben echter ook nog andere positieve effecten, die niet alleen met de grotere contactvlakken van doen hebben. Door de lagere bandflanken (zijwanden) zal er tussen band en velg minder vervorming optreden, wat in een hogere stuurprecisie tot uiting komt. Op grond hiervan is de drifthoek van brede banden bij gelijkblijvende spoorkrachten aanzienlijk kleiner. De geringere flankhoogte heeft ook het gevolg dat brede banden - in het bijzonder bij hoge snelheden - een geringere rolweerstand hebben dan banden met een meer conventionele hoogte-/breedteverhouding. Ook bij het schuin lopen van de band, dus in bochten, is de rolweerstand bij de brede band minder.

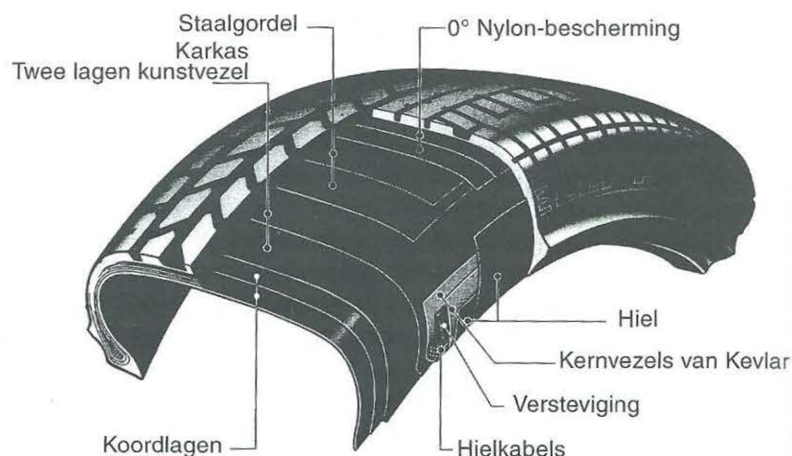


Afb. 19.6. Dit diagram toont de invloed van de brede banden op de aërodynamica. Opwaartse druk en de luchtweerstand nemen bij de normale Mercedes 190E aanzienlijk toe (linker staven). Door een lagere hoogte/breedteverhouding zal de invloed minder worden.

Voordelen in de techniek ontstaan overigens altijd bij de gratie van nadelen. Dit geldt natuurlijk ook voor brede banden en zeker die met een lage hoogte-/breedteverhouding. Afgezien van het slechtere veer- en rolcomfort, enerzijds veroorzaakt door het stijvere loopvlak en anderzijds door de lagere en stijvere flanken, is er ook een aantal aërodynamische nadelen. Het rechtuit rijden gaat minder en de gevoeligheid voor richels neemt toe. Ook het gevaar van aquaplaning, vaak door uitgekiende profielontwerpen gereduceerd, zal met afnemende profieldiepte sterk toenemen. Tenslotte verhogen brede banden ook de luchtweerstand en de positieve lift, waaraan tegemoetgekomen kan worden door het verlagen van de auto en het monteren van aërodynamische hulpmiddelen. Al deze aspecten moet men in overweging nemen voordat men brede banden aanschaft. En ook hier geldt dat men niet schoonheid voor keiharde technische nadelen moet verruilen.

19.3 De constructie van de brede band

Het ontwerpen van profielen voor brede banden is een wetenschap op zich. Desalniettemin zijn er bij verschillende fabrikaten gemeenschappelijke aspecten te onderkennen. Een belangrijk kenmerk is het grote aandeel van het profiel. De diverse typen groeven zorgen voor de afvoer van water en verminderen daardoor het gevaar van aquaplaning (tractiegroeven). Eén of meer aaneengesloten middengroeven zorgen voor de stabiliteit bij rechtuit rijden (geleidingsgroeven) en profielnokken (lamellen) brengen de rol- en spoorkrachten over. Vaak zijn deze profielnokken schuin omlaag uitgevoerd om rolgeluid en trillingen te voorkomen.

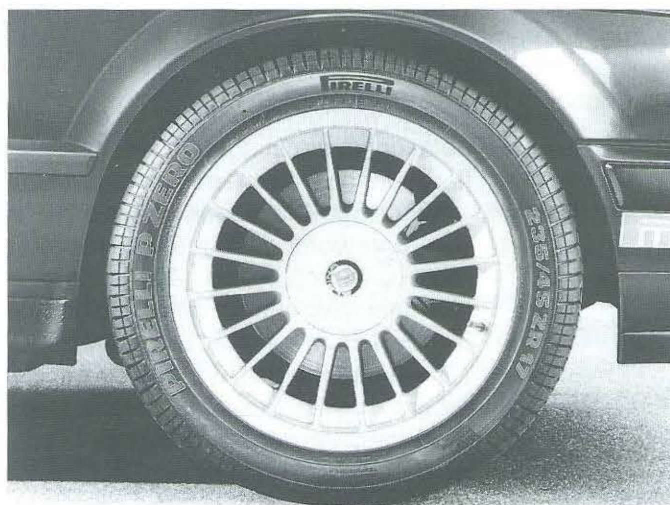


Afb. 19.7. Opbouw van de Pirelli P Zero-band

De loopvlakken en het daarvoor gebruikte rubber bepalen de hechtingscoëfficiënt van de band. Overigens heeft het loopvlak als basis een sterke structuur nodig die in staat is de enorme krachten over te dragen. Deze structuur noemt men het karkas. Haar ontwerp en constructie bepalen in principe de rijeigenschappen van de band, zoals reageren op het stuur en de drifthoek. Bij brede banden voor hoge snelheden worden, naast de dubbele staalgordel, nog andere hoogwaardige materialen ter stabilisering van het karkas gebruikt. De hoek van de zich kruisende staaldraden in de gordel is overigens van overwegende invloed op de bandeigenschappen ten aanzien van driften en de opbouw van zijdelingse krachten. Bij sportieve banden is deze hoek zeer spits. Bij een aantal merken - bij voorbeeld Pirelli bij de Zero, Avon bij de CR228 en Michelin met de Pilot-serie - wordt de gordel nog door een nylonlaag afgedekt. Dit dient tegen corrosie. Bovendien heeft het Pirelli Zero karkas nog twee lagen rayonweefsel, die in de flank en hiel versterkt zijn met Kevlar. Dit is nodig om ook bij hoge snelheden de contouren van de band nog enigszins stabiel te houden.

19.4 Bandaanduidingen en afmetingen

Net als velgen, kennen ook banden bepaalde afmetingen, waarop men moet letten als van maat en zelfs van merk wordt gewisseld. De exacte bandafmetingen kan men halen uit handboeken of specificatiebladen die door iedere fabrikant periodiek worden



Afb. 19.8. Hier een inmiddels klassiek lichtmetalen wiel van Alpina (spaakontwerp). Dit 17 inch-wiel wordt gemonteerd op de BMW 5-serie.

uitgegeven. Ter aanduiding van radiaalbanden worden zowel getallen als letters gebruikt, waarbij de doorsnede in het algemeen in inches wordt aangegeven. Normale radiaalbanden, die een hoogte-/breedteverhouding van 0,8 hebben (80-serie), worden bij voorbeeld als volgt aangeduid: 165 R 13 S. Het eerste getal geeft de breedte in millimeters aan en het tweede getal de diameter in inches. Bij brede banden volgt na het eerste getal een schuine streep met daarachter de hoogte-/breedteverhouding in procenten. Dus bij voorbeeld 185/65 R 14 H. De letters geven de toelaatbare maximumsnelheid en de constructie van de band aan. R geeft dus aan dat het om een radiaalband gaat, geschikt voor een maximaal toelaatbare snelheid van 180 km/h (letter S). Met betrekking tot de maximumsnelheden waaraan radiaalbanden blootgesteld mogen worden, gelden de volgende aanduidingen volgens ISO-normering:

Aanduiding snelheidsindex	Max. toelaatbare snelheid (km/h)
F	80
G	90
J	100
K	110
L	120
M	130
N	140
P	150
Q	160
R	170
S	180
T	190
U	200
H	210
VR	boven 210
V	240
W	270
Z, ZR	boven 240

Exacte waarden haalt men uit de fabrieksdocumentatie. Naast de belangrijke afmetings- en snelheidsaanduidingen bevat de bandflank, behalve de naam van de fabrikant, nog een scala van andere aanduidingen. Is de band bij voorbeeld aan een rolrichting gebonden, dan wordt dit meestal met een pijl aangeduid. Bij montage moet u hierop letten. Alle andere aanduidingen zijn voor de eindgebruiker minder belangrijk, met uitzondering misschien van het DOT-nummer. Het eindgetal bestaande uit drie posities in de DOT-aanduiding (DOT = Department of Transport) maakt het mogelijk de leeftijd van de band te bepalen. Hierbij staan de eerste beide getallen voor de produktieweek en het laatste getal voor het produktiejaar. Het nummer 122 betekent bij voorbeeld dat de band

in de 12e week van het jaar 1992 geproduceerd zijn. In zoverre is de leeftijd van de banden belangrijk, daar het rubbermengsel in de loop der tijd met betrekking tot de hechtingscoëfficiënt minder wordt. Het verdient dus aanbeveling op een auto geen banden te gebruiken die in leeftijd te veel verschillen.
Terwijl radiaalbanden relatief eenvoudig tegen die uit de 70-serie zijn om te wisselen, is dat bij extreem lage banden niet het geval. De reden daarvoor is dat 70-serie-banden bij een eenzelfde buitendiameter en afrolomtrek slechts ca. 20 mm breder zijn dan de normale (80-serie) radiaalbanden en daarom meestal op dezelfde velgen passen. Banden uit de 60-en 50-serie of nog lager, hebben niet alleen een bredere, maar ook een grotere velg nodig, als we dezelfde buitendiameter willen houden. Afgezien nog van de grotere benodigde ruimte in de wielkasten. Een vergelijking van de belangrijkste afmetingen van banden met verschillende hoogte-/breedteverhoudingen maakt dit duidelijk. We hebben hiervoor bandmaten gekozen, die op een en dezelfde auto (Porsche), ook als alternatief, te vinden waren.

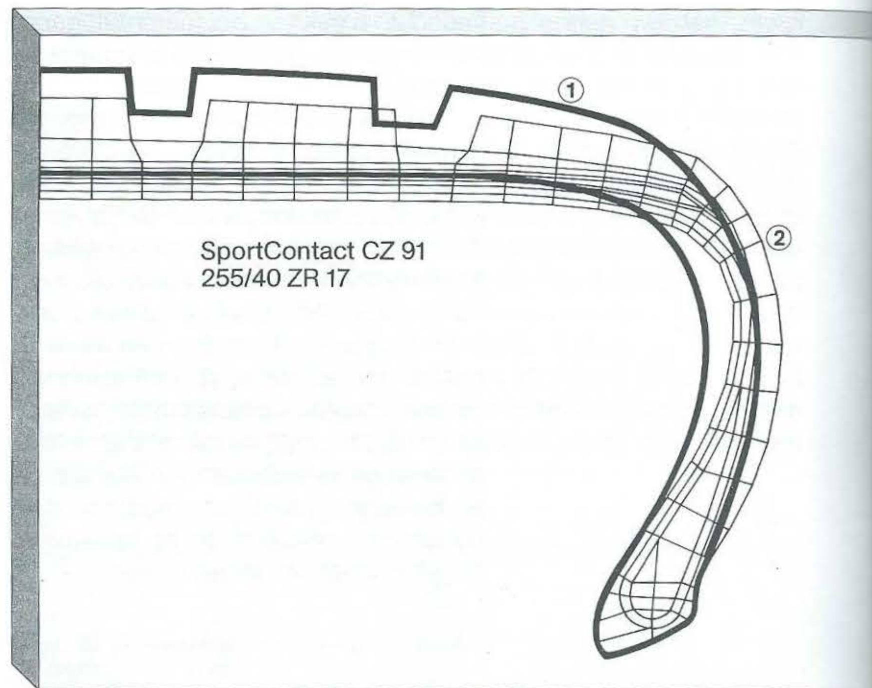
Bandmaat	Breedte (mm)	Diameter (mm)	Afrolomtrek (mm)	Velgbreedte (inch
165 R 15	167	646	1960	4-5,5
185/70 R 15	191	648	1970	5-5,6
215/60 R 15	221	638	1930	6-7,5
225/50 R 15	233	607	1840	6-8
225/50 R 16	233	632	1915	6-8
255/40 R 17	265	644	1940	9-9,5

We kunnen hieruit de conclusie trekken dat wanneer we bij toepassing van 50-serie-banden op een bijna gelijke diameter willen uitkomen, we een in diameter bijna één inch grotere velg moeten gebruiken. Eenzelfde buitendiameter is vanwege de bodemvrijheid (rijhoogte), de optische indruk, maar ook vanwege de afrolomtrek belangrijk. Deze laatste is namelijk ook van invloed op de totale overbrengingsverhouding.

19.5 De dynamische afrolomtrek

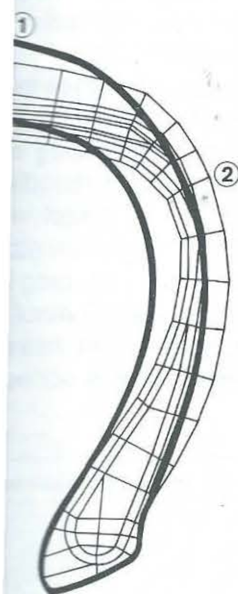
Nog een belangrijk gegeven is de dynamische afrolomtrek, die verschilt van de omtrek van de band welke met een meetlint wordt gemeten. Dit heeft ook weer verschillende redenen. Het gaat hierbij om de omtrek die de band tijdens het rollen heeft, vandaar dynamisch. Deze wordt bij 60 km gemeten en neemt met 1 tot 2 procent toe bij hogere snelheden en hogere bandspanning. De afrolomtrek wordt ook vaak als de dynamische diameter aange-

Afb. 19.9. Bij hoge snelheden veranderen de contouren door de centrifugaalkracht. Lijn 1 toont de omtrek bij 300 km/h, lijn 2 de uitgangssituatie bij stilstand (Continental).



geven, waardoor men in staat is de omtrek die men nodig heeft voor het samenstellen van een toerental/snelheidsgrafiek, met behulp van de bekende formule voor het berekenen van een cirkel ($2\pi \times r$).

De afrolomtrek van een band is belangrijk, omdat deze invloed heeft op de overbrengingsverhouding. Omdat brede banden bij een gelijke of grotere breedte dan normale (80-serie) banden een geringere afrolomtrek hebben, zal dit vaak een (ongewenste) toerentalstijging tot gevolg hebben. De bandafmetingen en ook de afrolomtrek (c.q. rolradius) treft men aan in de documentatie van de fabrikant. Ten aanzien van de afrolomtrek van 70-serie-banden kunnen we zeggen, dat deze ongeveer overeenkomt met die van normale 20 mm smallere (80-serie) radiaalbanden. Dus heeft een radiaalband van de maat 185/70 R 13 S dezelfde afrolomtrek als die van een normale 165 R 13 S. Zo ook heeft een band 195/70 R 14 H dezelfde omtrek als een 175 R 14 H. Het omwisselen van normale banden tegen bredere radiaalbanden van de 70-serie vormt, gelet op de afrolomtrek, meestal geen probleem. Dit in tegenstelling tot banden van de 60- of 50-serie - of nog lager - waar men dan grotere velgen moet toepassen. In de navolgende tabel wordt van de meest gangbare radiaalbandmaten de afrolomtrek vermeld. De tolerantie bedraagt ongeveer 1%, bij slijtage wordt de omtrek kleiner.



die men nodig heeft
nelheidsgrafiek, met
kenen van een cirkel

omdat deze invloed
lat brede banden bij
0-serie) banden een
een (ongewenste)
fmetingen en ook de
le documentatie van
van 70-serie-banden
eenkomt met die van
nden. Dus heeft een
elfde afrolomtrek als
eft een band 195/70
Het omwisselen van
len van de 70-serie
en probleem. Dit in
erie - of nog lager -
n. In de navolgende
ndmaten de afrolom-
eer 1%, bij slijtage

Afrolomtrek en breedte van de belangrijkste bandmaten

Maat	Afrolomtrek (mm)	Breedte (mm)
145-10	1485	147
145-12	1645	147
155-12	1720	157
135-13	1745	137
145-13	1720	147
155-13	1750	157
165-13	1800	167
175-13	1840	178
145-14	1795	147
155-14	1835	157
165-14	1885	167
175-14	1920	178
185-14	1965	188
195-14	2010	198
205-14	2080	208
155-15	1915	157
165-15	1960	167
175-15	2020	178
185-15	2040	188
195-15	2090	198
205-15	2145	208
215-15	2230	218
165/70-10	1500	170
145/70-12	1560	144
155/70-12	1590	156
155/70-13	1665	156
165/70-13	1725	170
175/70-13	1760	176
185/70-13	1810	191
195/70-13	1840	202
175/70-14	1845	176
185/70-14	1890	191
195/70-14	1925	202
205/70-14	1970	211
215/70-14	2010	222
175/70-15	1920	176
185/70-15	1970	191
195/70-15	1985	202
205/70-15	2025	207
215/70-15	2065	218
225/70-15	2110	225
145/65-13	1580	151
155/65-13	1625	163
165/65-13	1660	172
175/65-14	1780	184
185/65-14	1820	191
195/65-14	1860	204

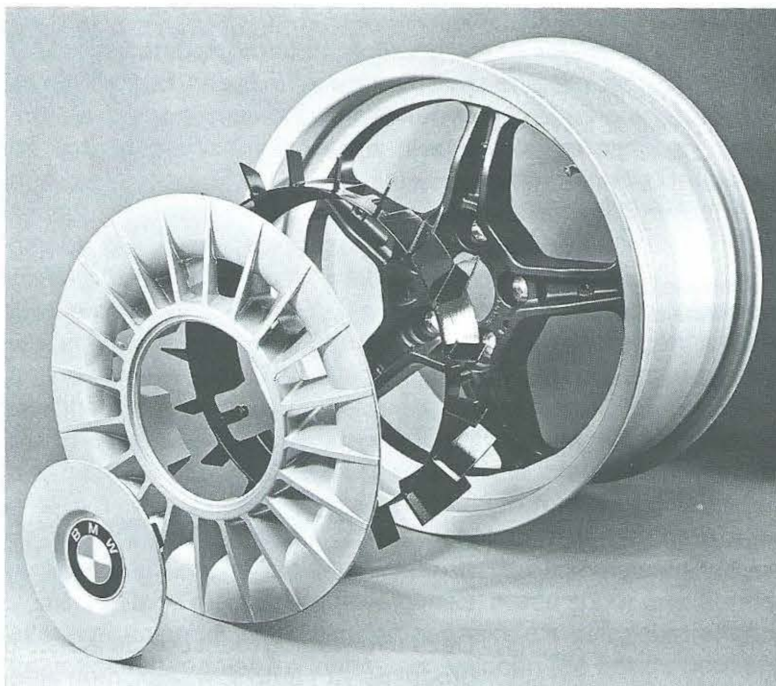
Maat	Afrolomtrek (mm)	Breedte (mm)'
185/65-15	1895	191
195/65-15	1935	204
205/65-15	1975	211
215/65-15	2015	225
185/60-13	1685	191
195/60-13	1710	203
205/60-13	1755	211
185/60-14	1765	191
195/60-14	1800	204
205/60-14	1835	211
195/60-15	1875	204
205/60-15	1910	211
215/60-15	1950	225
225/60-15	1985	232
225/60-16	2060	232
235/60-16	2100	244
195/55-13	1660	204
205/55-14	1775	211
195/55-15	1815	204
205/55-15	1850	211
215/55-15	1885	225
225/55-15	1920	232
205/55-16	1930	211
215/55-16	1965	225
225/55-16	1995	232
195/50-15	1760	204
205/50-15	1790	211
215/50-15	1820	225
225/50-15	1850	232
205/50-16	1865	211
215/50-16	1900	225
225/50-16	1930	232
235/50-16	1960	244
245/50-16	1990	253
255/50-16	2020	265
205/50-17	1945	211
215/50-17	1975	225
225/50-17	2005	232
235/45-15	1810	245
255/45-15	1865	265
205/45-16	1800	214
225/45-16	1855	234
245/45-16	1910	253
225/45-17	1930	234
235/45-17	1965	245
255/45-17	2020	265
235/40-17	1890	245
255/40-17	1940	265
265/40-17	1965	279
245/40-18	1990	253

19.6 Welke band past op welke velg

Bandbreedte en velgbreedte zijn direct van elkaar afhankelijk. Men kan geen superbrede banden op te smalle velgen monteren, omdat de smalle basis veel te wankel zou worden. Daarmee zou het gewenste effect, zoals betere hanteerbaarheid en hogere spoorkracht, niet gerealiseerd worden. Maar ook te brede velgen zijn niet gewenst en schadelijk, omdat de weefselstructuur en de hielzone voor een bepaalde velgbreedte zijn ontworpen. Daarom wordt er voor elke bandmaat een normvelg gegeven. Onder en boven de maat van de normvelg mag binnen bepaalde grenzen worden afgeweken. De technische gegevens van de band, zoals breedte, diameter, belasting enz. zijn op de normvelg afgestemd. Wijkt men van de normvelg af dan veranderen deze waarden. De voor de bandbreedte aangegeven normvelgbreedte varieert, afhankelijk van de hoogte-/breedteverhouding, tot een inch. Daarbij geldt de regel, hoe lager de hoogte-/breedteverhouding, des te breder de normvelg. De toepasselijke normvelg kan echter een inch groter of kleiner gekozen worden. Gegevens met betrekking tot normvelgen zijn in de bandenhandel verkrijgbaar. In de volgende tabel zijn alleen de bandbreedten in millimeters aangegeven (zonder vermelding van hoogte-/breedteverhouding) en de mogelijke velgbreedten in inch.

Bandbreedte (mm)	Mogelijke velgbreedte (inch)
135	3,5 tot 4,5
145	3,5 tot 5
155	4 tot 5
165	4 tot 5,5
175	4,5 tot 6
185	4,5 tot 6,5
195	5 tot 7,5
205	5 tot 8,5
215	6 tot 8,5
225	6 tot 9
235	6,5 tot 9,5
245	8 tot 9,5
255	8,5 tot 10
265	9 tot 10,5
285	10 tot 11
295	10 tot 10,5
335	11,5 tot 13
245	14

Afb. 19.10. Alhoewel deze velg uit diverse onderdelen bestaat, gaat het hier om een eendelig wiel. Luchtgeleiding en schoepen dienen voor een betere koelluchttoevoer voor de remmen (BMW M5).



19.7 Wiel- en velgmaten

Bij serieproduktieauto's worden tegenwoordig stalen schijfwielen of lichtmetalen velgen gebruikt. Het stalen wiel bestaat uit een velghart en de velg, welke aan elkaar gelast of geklonken zijn. Velg plus hart wordt veelal velg genoemd, velg plus band wordt meestal wiel genoemd.

Bij het monteren van andere banden is de velgbreedte een belangrijk gegeven, ook de velgdiameter moet natuurlijk juist zijn. De velgmaat van de auto treft men meestal in het instructieboekje aan en is - in ieder geval bij Duitse wielen - in het hart ingeperst. Aangegeven staat dan bij voorbeeld 6,5J x 15. Dit betekent dat de velg 6,5 inch (1 inch = 2,54 cm) breed is en een diameter heeft van 15 inch. De letter in de aanduiding heeft betrekking op de vorm van de velghoorn. Op deze velgmaat kan men slechts banden tot een bepaalde breedte en met dezelfde binnendiameter, 15 inch, monteren. Wil men aanzienlijk bredere banden monteren, dan zal men ook bredere velgen moeten gebruiken. Niet alleen uit deze overweging kan het nodig zijn op bredere velgen over te gaan. Zoals we reeds gezien hebben, kunnen (bij toepassing van bredere velgen bij gelijkblijvende bandmaat) een hogere spoorkracht en daarmede ook hogere bochtsnelheden worden gerealiseerd.

Afb. 19.11. De Porsche Turbo heeft voor en achter verschillende velg- en bandmaten (voor 205/50 ZR 17 op velg 7J x 17 en achter 255/40 ZR 17 op velg 9J x 17). Dank zij de grote wieldiameter en de plaatsing van het velghart naar buiten, hebben remmen en wielophanging voldoende ruimte.



Deze overweging raakt ook de laatste ontwikkelingen bij de serieproduktie van auto's, waarbij men steeds vaker ongewoon brede velgen aantreft. Een velgbreedte van 5 inch vormt tegenwoordig de ondergrens, terwijl men, zeker als de voertuigmassa volumineuze banden vereist, velgbreedten van 7 inch en meer toepast. Lichtmetalen velgen bestaan meestal uit één stuk, ze zijn gegoten of gesmeed. Met name voor wedstrijddoeleinden zijn er ook gedeelde (driedelige of tweedelige) velgen, die in breedte aangepast kunnen worden. Bij verbeterde serieauto's hoeft men, omdat overgedimensioneerde banden toch niet in de wielkasten zijn onder te brengen, niet zo ver te gaan. We zien een diameter van 15 tot 17 inch met een velgbreedte van maximaal 9 inch als een bovengrens. Bij 13 tot 14 inch is een breedte van 6 tot 8 inch voldoende en voor 12 inch is een breedte van 6 inch goed.

Ook dient men erop te letten of de velg op de (gestuurde) vooras of op de achteras wordt gemonteerd. Voor dient men, vanwege de bestuurbaarheid, een niet te brede velg te kiezen en achter kan men, afhankelijk van de bandbreedte, tot een of twee inch groter gaan.

Bredere velgen, of liever gezegd, wielen, kan men inmiddels voor bijna elk automodel verkrijgen. Ze worden in de accessoirehandel aangeboden, maar ook via het dealernet van de autofabrikant als een optie.

De vraag of men stalen velgen of lichtmetalen velgen moet aanschaffen, is in de eerste plaats een kwestie van geld, omdat goede lichtmetalen velgen aanzienlijk duurder zijn.

Afb. 19.12. Ge wiel met brede Let bij montag draairichting v



gen bij de serie-
ongewoon brede
nt tegenwoordig
gmassa volumi-
n meer toepast.
, ze zijn gegoten
den zijn er ook
breedte aange-
oeft men, omdat
wielkasten zijn
en diameter van
al 9 inch als een
van 6 tot 8 inch
inch goed.
stuurde) vooras
t men, vanwege
en en achter kan
twee inch groter

n inmiddels voor
ccessoirehandel
autofabrikant als

en velgen moet
van geld, omdat
jn.

Ongeacht dit feit is de lichtmetalen velg toch het wiel voor de toekomst, omdat grotere velgbreedten en -diameters bij stalen velgen alleen gepaard gaan met aanzienlijke toename van de massa. De hoge massa van het wiel maakt echter ook deel uit van de onafgeveerde massa en is dientengevolge nadelig voor de rij-eigenschappen. Op grond hiervan worden tegenwoordig wedstrijdauto's, maar ook sportieve serieauto's, met lichtmetalen velgen uitgerust, waarbij toepassing van gegoten wielen de voorkeur geniet. Als materiaal komen aluminium- en magnesiumlegeringen in aanmerking, waarbij laatstgenoemde, vanwege de massa, bij wedstrijdwielen wordt gebruikt. Magnesiumlegeringen worden ook wel onder de benaming elektron aangeboden; deze zijn overigens wel corrosiegevoelig.
De in de handel aangeboden lichtmetalen velgen voldoen niet allemaal aan de hoge kwaliteitseisen die autofabrikanten aan wielen stellen. Met name ten aanzien van rondheid, levensduur en maatnauwkeurigheid kan vaak het een en ander worden aangemerkt. De principiële voordelen van lichtmetalen velgen, zoals een lage massa, brede velgbasis, breed spoor enz. kunnen alleen dan zonder risico worden gebruikt, als de desbetreffende velgen aan bepaalde keuringseisen voldoen (de eerder genoemde ABE, TüV of een verklaring dat het materiaal aan allerlei eisen voldoet).

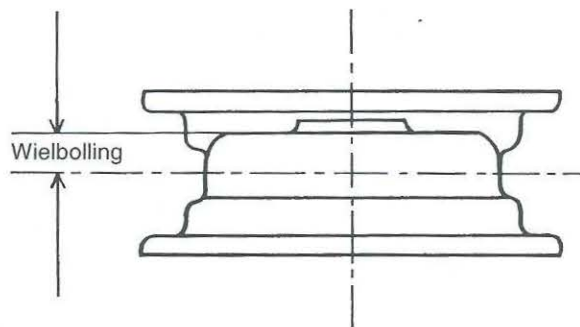


Afb. 19.12. Gedeeld BBS-wiel met brede banden. Let bij montage op de draairichting van de band.

Vanzelfsprekend kan men ook wielen gebruiken, die door de automobielfabrikanten voor een bepaald type auto worden vrijgegeven. De aankoop van anonieme en daardoor ook zeer goedkope lichtmetalen velgen wordt afgeraden.

19.8 Grotere spoorbreedte

Op de mogelijkheid tot het vergroten van de spoorbreedte door middel van andere velgen hebben we al gewezen. Voor de spoorbreedte is niet de velgbreedte, maar een andere maat verantwoordelijk. Alhoewel door een bredere velg de spoorbreedte ook groter lijkt, is dit in werkelijkheid niet het geval, omdat de spoorbreedte bij een as van het hart van de velg tot het hart van de andere velg wordt gemeten. Als men de velg naar buiten en naar binnen met dezelfde afstand verbreedt, verandert er niets aan de spoorbreedte.
De spoorbreedte verandert pas dan als men het hart van de velg, het binnendeel waarmee het wiel aan de naaf is bevestigd, in relatie tot het velgmidden verplaatst. Deze voor de spoorbreedte belangrijke maat noemen de wielbolling, offset, of (Duits) Einpresstiefe (ET-waarde). Hoe kleiner de wielbolling, des te groter de spoorbreedte. Ook de wielbolling kan afgeleid worden - net als alle andere belangrijke wiel- en velgafmetingen - uit de leveranciersdocumentatie of anders is deze op de velg aangegeven.
De invloed van de wielbolling zullen we aan de hand van het volgende voorbeeld verklaren. We nemen aan dat een seriewiel een wielbolling heeft van 48 mm. Het inmiddels uitgekozen lichtmetalen wiel heeft niet alleen een grotere velgbreedte, maar ook een kleinere wielbolling van slechts 28 mm. Daarmee berekenen we een spoorverbreding, welke uit tweemaal het verschil van de beide maten, gegeven voor de wielbolling, bedraagt. Dus 48 - 28 = 20; dit 2x = 40 mm. De velgbreedte zelf heeft geen invloed op de spoorbreedte.



Afb. 19.13. Voor de spoorbreedte is de wielbolling (offset, Einpresstiefe, ET-waarde) van belang. Men meet deze door de afstand van het hart tot de velgrand af te trekken van de helft van de velgbreedte.

In het algemeen worden bredere velgen (sportvelgen) ook met een kleinere wielbolling geleverd om tot spoorverbreding te komen. In de praktijk dient men spoorverbreding aan de vooras niet te ver door te voeren, om de astap en de onderdelen van de stuurinrichting niet te zwaar te belasten. Afgezien daarvan wijzigt men ook de stuurgeometrie.
De spoorbreedte kan men ook vergroten door spoorverbreders. Dit zijn opvulstukken tussen wiel en wielnaaf. Let bij montage op een juiste bevestiging en dat de aanlegvlakken aan wiel en naaf/remtrommel ook vlak zijn. Om de onafgeveerde massa niet te vergroten, hebben lichtmetalen spoorverbreders de voorkeur. Overigens is gebruik van spoorverbreders, zowel op de openbare weg als in wedstrijdverband, veelal niet toegestaan.

20 Schokdempers en schokdemperconstructies

20.1 Inleiding

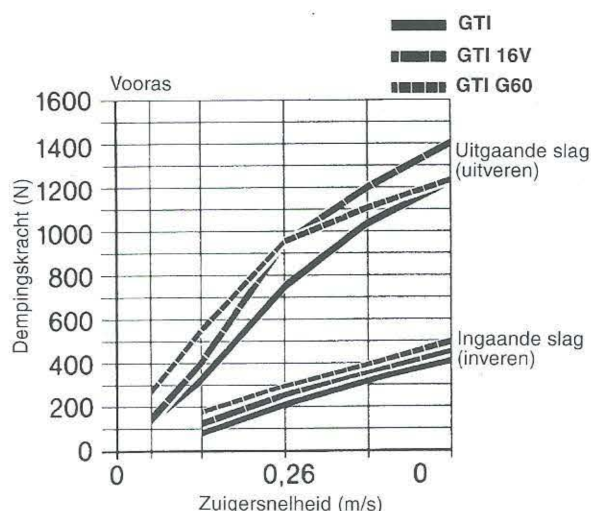
In één van de vorige hoofdstukken hebben we al de invloed van de schokdemping op de rij-eigenschappen beschreven. We zullen er ter verduidelijking nog kort op ingaan om aansluitend de verschillende schokdemperconstructies, met de voor- en nadelen, te bespreken.

20.2 De functie van schokdempers

Een door wegoneffenheden in trilling gebrachte as vermindert, door asbelastingsfluctuaties, het contact met het wegdek en het comfort in aanzienlijke mate. De trillingen worden aan de carrosserie doorgegeven en zullen dan onaangename bewegingen van de opbouw veroorzaken. De schokdemper, die men in principe beter trillingsdemper kan noemen, heeft dus als taak de assen - en dus ook de wielen en dus de totale wielophanging - na het in- en uitveren zo snel mogelijk tot rust te brengen, om ongewenst nadeinen te voorkomen. Deze taak is des te zwaarder, naarmate de onafgeveerde massa (het gewicht) van de desbetreffende wielophanging hoger is. Zware assen, zoals starre aangedreven assen met een differentieel, hebben een hardere demping nodig dan lichte wielophangingen, zoals met draagarmen. Deze relatief hoogfrequente trillingen van de wielophanging worden in eerste instantie door een harde uitveringsdemping (uitgaande slag, rebound) tot rust gebracht. De opbouw zelf, de carrosserie, trilt met een veel lagere frequentie. Trillingen van de opbouw zijn net zo storend voor het comfort als voor de rij-eigenschappen. Dit omdat sterke dein- en knikbewegingen fluctuerende wieldrukken tot gevolg hebben, hetgeen voor het wegcontact nadelig is. Carrosseriebewegingen worden, net zoals asbewegingen, door wegoneffenheden veroorzaakt. Maar ook de rijdynamica, dus het rijden

Afb. 20.1. Deze grafiek toont de verschillende demperkarakteristieken voor de VW Golf GTI, d GTI 16V en de GTI G60 Hierbij wordt de dempingskracht in relatie to de zuigersnelheid van demper gemeten. Inter sant is dat de GTI 16V een hardere ingaande slag heeft dan de G60. De reden is de stugger stabilisatorstang van d G60, die minder carros riebewegingen (overhe len) tot gevolg heeft.

20.3 De ingaan



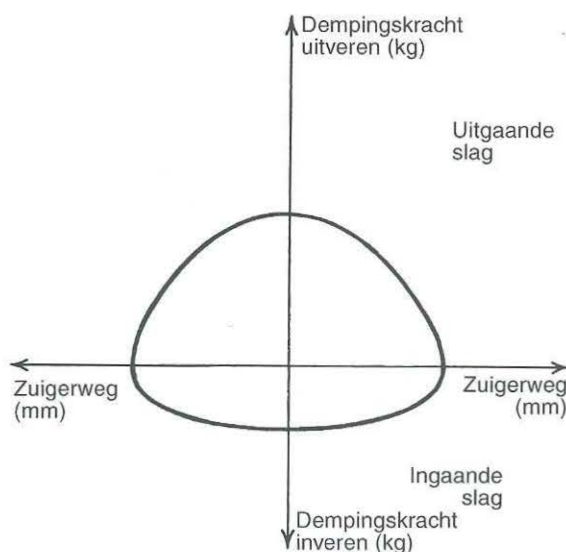
Afb. 20.1. Deze grafiek toont de verschillende demperkarakteristieken voor de VW Golf GTI, de GTI 16V en de GTI G60. Hierbij wordt de dempingskracht in relatie tot de zuigersnelheid van de demper gemeten. Interessant is dat de GTI 16V een hardere ingaande slag heeft dan de G60. De reden is de stuggere stabilisatorstang van de G60, die minder carrosseriebewegingen (overhellen) tot gevolg heeft.

door bochten, remmen en accelereren, brengen de carrosserie in beweging, waardoor massaverplaatsingen optreden. Carrosseriebewegingen worden, naast de vering, ook sterk door de inveringsdemping (ingaande slag) beïnvloed.
Omdat in toenemende mate zachtere vering wordt toegepast, wordt de demping van de inveerbeweging als het ware dragend uitgevoerd. Daarmee worden schokdempers ter beïnvloeding van het stuurkarakter gebruikt, hetgeen we ook steeds meer in de produktie van serieauto's tegenkomen.
We kunnen dus de conclusie trekken dat de schokdemper een belangrijk constructie-element is geworden, dat voor de wegligging van een auto van doorslaggevende betekenis kan zijn.

20.3 De ingaande en uitgaande slag

Moderne schokdempers remmen (dempen), zoals we nu wel weten, zowel het inveren als het uitveren van het wiel. Dit gebeurt tegenwoordig bijna zonder uitzondering door hydraulische telescoopschokdempers, die dubbelwerkend zijn. De toevoeging dubbelwerkend slaat op de bovenvermelde eigenschappen (demping van het inveer- en uitveerproces). De wrijvingsdemper uit de jaren dertig behoort gelukkig tot het verleden, terwijl men de eveneens hydraulisch werkende armschokdempers zo nu en dan nog onder oude Engelse automobielen tegenkomt. Armschokdempers bereiken, vanwege verschillende oorzaken die we niet zullen opsommen, lang niet die kwaliteit als die van goede telescoopschokdempers.

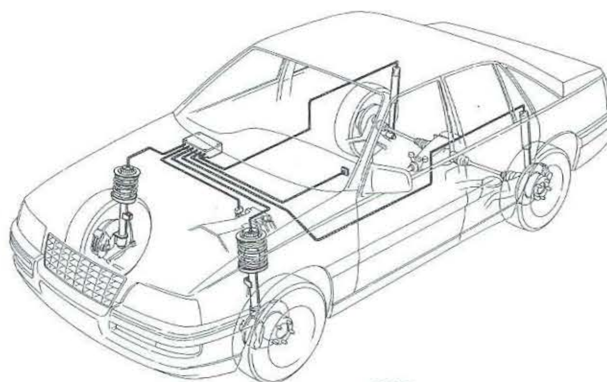
Afb. 20.2. In dit eenvoudige diagram is de dempingskracht van de schokdemper in relatie tot een bepaalde inveer- en uitveersnelheid, gemeten aan de zuiger, weergegeven. Duidelijk is te zien dat de dempingskracht tijdens de uitgaande slag (uitveren) een meer dan dubbele waarde bereikt dan die van de ingaande slag (inveren).

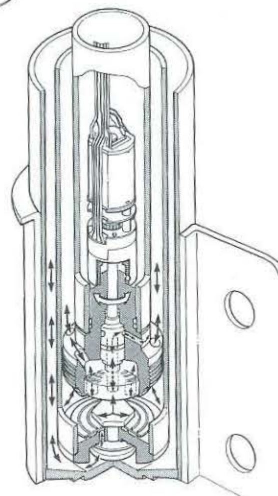


Bij dubbelwerkende telescoopschokdempers onderscheiden we, zoals reeds opgemerkt, een ingaande en een uitgaande slag. Bij het indrukken van de demper worden de krachten van de ingaande slag werkzaam; bij het uittrekken die van de uitgaande slag. Omdat men in eerste instantie het te snel uitveren van het wiel wil verhinderen, terwijl daarentegen het wiel doorgaans relatief snel moet inveren, waardoor oneffenheden niet zo duidelijk te merken zijn (comfort!), zijn de krachten van de uitgaande slag in het algemeen aanzienlijk hoger als die van de ingaande slag. De doorgaans gebruikelijke verhoudingen liggen bij serieauto's bij 1:3 voor ingaande slag/uitgaande slag.
Bij zachte vering en sportieve rijstijl is echter meestal een vertragingsfactor in de ingaande slag toegepast, waardoor het wiel bij snel inveren een goed wegcontact behoudt en niet springt. Ook het dribbelen van zware starre assen kan door een hardere ingaande slag worden verminderd, waardoor ook de neiging van de carrosserie tot deinen wordt ingedamd. Zoals reeds opgemerkt, is echter een juiste afstemming van de schokdempers, waartoe ook de krachtenverhouding tussen de ingaande en uitgaande slag behoort, een zaak voor de schokdemperfabrikant. De afstemming is naderhand (meestal) niet meer te wijzigen. Een uitzondering vormen de instelbare schokdempers, zoals die door Koni worden geproduceerd en de elektronisch (elektrisch) verstelbare onderstellen.
De bij het in- en uitveren aan de schokdemper optredende krachten zijn behalve van de slaglengte ook van de snelheid, waarmee de schokdemper ingedrukt c.q. uitgetrokken wordt, afhankelijk. Bij

Afb. 20.3. Ook Opel bie in haar topmodellen ee elektronisch geregeld dempingssysteem met voorkeuzemogelijkheid aan. Drie fasen staan t beschikking: Sport (S), Gemiddeld (M) en Con fort (C). Een centrale re geleenheid zorgt ervoo dat de gekozen stand wordt ingeschakeld en zo nodig, bij voorbeeld bij hoge snelheden, we verandert. De stappen motoren, die de doorla voor de dempervloeist steeds binnen 300 mill conden moeten aanpa sen, bevinden zich bo venaan de zuigerstang van de demper.

20.4 Het werking









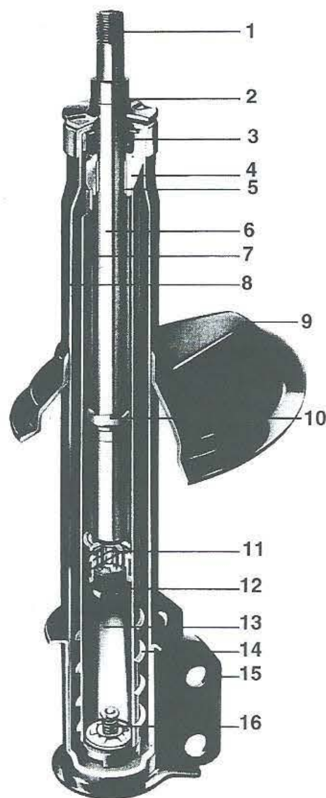


Afb. 20.3. Ook Opel biedt in haar topmodellen een elektronisch geregeld dempingssysteem met voorkeuzemogelijkheid aan. Drie fasen staan ter beschikking: Sport (S), Gemiddeld (M) en Comfort (C). Een centrale regeleenheid zorgt ervoor dat de gekozen stand wordt ingeschakeld en zo nodig, bij voorbeeld bij hoge snelheden, weer verandert. De stappenmotoren, die de doorlaat voor de dempervloeistof steeds binnen 300 milliseconden moeten aanpassen, bevinden zich bovenaan de zuigerstang van de demper.

hoge snelheden en een grote slag zijn de demperkrachten aanzienlijk hoger dan bij een geringe veerbeweging (korte slag) met een lage snelheid. Ter bepaling van de dempingskracht in relatie tot slag en snelheid zijn testbanken nodig, die het dempingsdiagram bij verschillende schokdempersnelheden c.q. testslagen, hetzij mechanisch uittekenen of op een beeldscherm weergeven. Iets eenvoudiger qua werking zijn de controlemachines in de serieproduktie, die bij eenzelfde gelijkblijvende schokdempersnelheid slechts een bepaalde testslag opmeten.

20.4 Het werkingsprincipe

Het werkingsprincipe van een telescoopschokdemper is zeer eenvoudig. Een zuiger die aan een aan de wielophanging verbonden zuigerstang bevestigd is, maakt de veerbewegingen van het wiel mee in een met olie gevulde cilinder. De zuiger zelf heeft



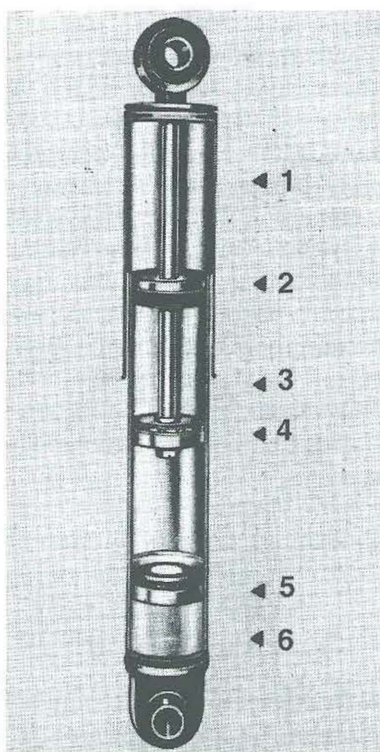
Afb. 20.4. Deze doorsnede toont de gecompliceerde constructie van een complete veerpoot (voor) met een tweepijpsdemperelement (Monroe). De zuigerklep is er voor de uitgaande slag en de bodemklep is voor de dempingskracht tijdens de ingaande slag verantwoordelijk.

1 Schroefdraad
2 Bovenste bevestiging
3 Afdichting
4 Zuigerstang-geleiding
5 Teflonbus
6 Zuigerstang
7 Binnenbuis
8 Buitenbuis
9 Veerschotel
10 Aanslag
11 Zuiger met teflonband
12 Zuigerklep
13 Hydraulische olie
14 Anti-schuimveer
15 Onderste bevestiging
16 Bodemklep

kleppen, waardoor de olie meer of minder snel door kan stromen. De weerstand, die de zuiger bij haar beweging door de olie ondervindt, bepaalt in hoofdzaak de dempingskracht. Men kan dus door kleppen van verschillende afmetingen de schokdemperkracht beïnvloeden. De aan het dempingsproces gepaard gaande arbeid wordt in warmte omgezet, wat betekent dat een schokdemper warmer wordt, naarmate deze sterker wordt belast. De aan de zuigerstang overgedragen dempingskracht veroorzaakt in het binnenste van de demper een werkdruk waaraan de olie, de cilinderwand, de afdichtingen en de kleppen worden blootgesteld. Dit laat al zien dat de constructie van de telescoopschokdemper, hoe eenvoudig het werkingsprincipe ook is, niet echt ongecompliceerd kan zijn. De afdichting van de zuigerstang en de cilinder vormt het hoofdprobleem. De belasting hiervan wordt gevormd door de warmteontwikkeling en de verplaatsing van het olievolume. Er zijn verschillende dempingssystemen ontwikkeld, waarvan we de beide belangrijkste zullen beschrijven. Men onderscheidt de enkelwandige demper, zoals die door Bilstein, Fichtel & Sachs en Hoesch worden geproduceerd en de dubbelwandige demper, die

Afb. 20.5. De Bilstein-schokdemper heeft als bijzonderheid ten opzichte van andere enkelpijpsdempers een zwevende scheidingszuiger. De gasruimte dient als compensatieruimte ten behoeve van het wijzigende volume tijdens de ingaande slag van de zuigerstang. Gelijktijdig staat de vloeistofruimte constant onder een bepaalde druk, waardoor cavitatie en schuimvorming worden vermeden.

1 Beschermkap
2 Cilinderdeksel met afdichtingen
3 Vloeistofruimte
4 Demperzuiger met kleppen voor in- en uitgaande slag
5 Scheidingszuiger
6 Gasruimte



worden geleverd door Boge, Fichtel & Sachs, Koni en Monroe. Beide dempersystemen hebben geheel specifieke voor- en nadelen. Hun werkingsprincipe zullen we aan de hand van twee typerende merken nader verklaren.

20.5 De enkelwandige schokdemper

Enkelwandige schokdempers hebben ten opzichte van dubbelwandige uitvoeringen het voordeel dat ze beter worden gekoeld (geen isolerende dubbele wand). Hun zuigerdiameter kan, bij een gegeven buitendiameter, groter worden gekozen, waardoor de druk binnen weer kleiner wordt. Met enkelwandige dempers kan een betere demping tijdens de ingaande slag worden bereikt, omdat de grotere zuigerdiameter het plaatsen van ordentelijke kleppen mogelijk maakt. Het rijcomfort is met enkelwandige schokdempers bij vergelijkbare dempingskracht iets beter, wat niet in de laatste plaats het gevolg is van de geringere druk. Als nadeel van de enkelwandige schokdemper noemen we de inbouwlengte en de onder druk staande zuigerstangafdichting.

Bij de Bilstein-schokdemper, waarbij de olie naar het systeem onder druk staat, wordt het door de onderdruk mogelijk veroorzaakte schuimen van de olie - hetgeen een afnemende dempingswerking betekent - vermeden. De principiële constructie van de Bilstein-gasdrukschokdemper is eenvoudig te begrijpen. De demperzuiger beweegt zich op en neer door een met olie gevulde pijp (cilinder). De pijp is aan de bovenzijde (zie tekening) door een deksel afgesloten. Daar doorheen loopt de zuigerstang, die vanzelfsprekend zorgvuldig afgedicht is, waardoor er geen olie naar buiten stroomt. Aan de onderzijde wordt de oliegevulde ruimte afgesloten door een scheidingszuiger, die vanaf de andere kant onder gasdruk staat. Achter deze scheidingszuiger bevindt zich de eigenlijke cilinder met gas, waarvan het volume vermindert, als de zuigerstang onder druk van de olie, naar onderen beweegt. Ook bij het warmer worden van de olie, vindt er hier compensatie van het volume plaats. Dit is mogelijk omdat gassen, in tegenstelling tot vloeistoffen, comprimeerbaar zijn. Vanzelfsprekend moet de gasruimte iets groter zijn dan het te verplaatsen volume aan olie.
De dempingskracht van de Bilstein-schokdemper wordt door de kalibrering en constructie van de bodemklep bepaald. Zij is achteraf niet te wijzigen. Bilstein-schokdempers zijn voor talrijke auto's leverbaar. Voor veel typen is een uitvoering met een hardere sportafstelling in het leveringsaanbod opgenomen.

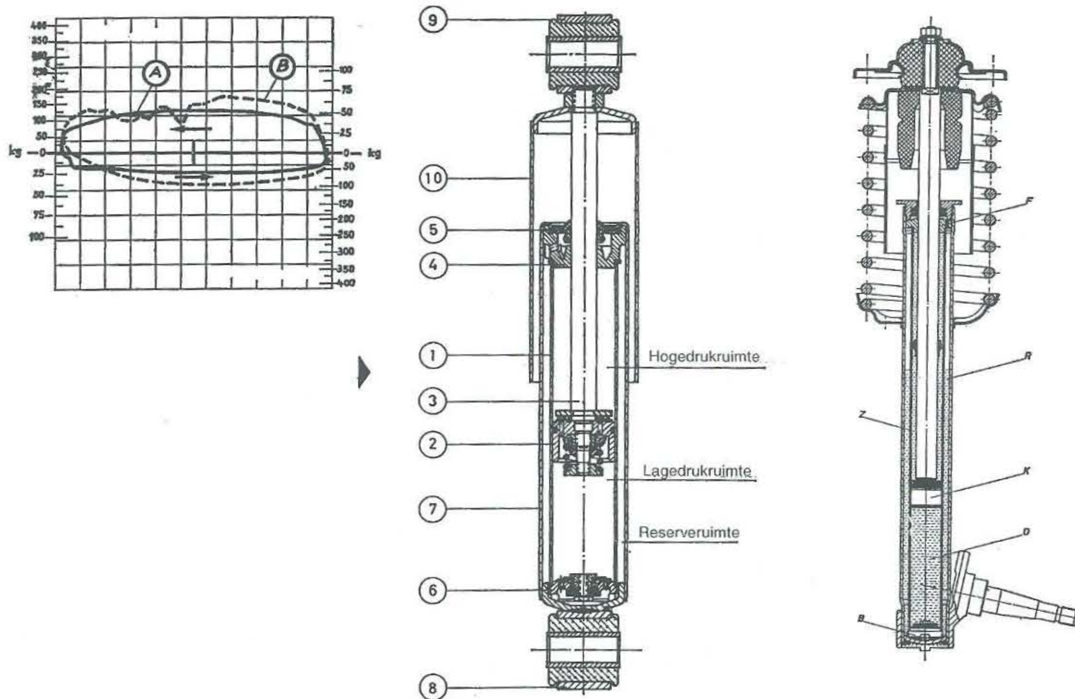
20.6 De dubbelwandige schokdemper

Bij het dubbelwandige systeem loopt, net als bij de enkelwandige schokdemper, de zuigerstang door de binnenste pijp. De compensatieruimte voor de verplaatste olie bevindt zich tussen de binnen- en een buitenpijp. Deze ruimte is vooraf berekend. Er is dus duidelijk sprake van een dubbelwandige schokdemper.
Bij de uitgaande slag (rebound) werkt de dubbelwandige demper net zoals een enkelwandige demper. De zuiger wordt in de olieruimte naar boven getrokken. De in de zuiger aangebrachte kleppen vertragen de oliestroom en bepalen hierdoor de kracht van de demping.
Bij de ingaande slag ziet het er iets anders uit. Omdat de dubbelwandige demper vanwege de constructie een kleinere zuiger heeft dan de enkelwandige demper, kunnen er door de kleinere oppervlakte van de zuiger geen ordentelijke drukkleppen worden gemonteerd. Men heeft daarom de eigenlijke drukklep van de demper naar de bodem van de cilinder verplaatst. Vandaar de benaming bodemklep. Als de demperzuiger nu naar onderen



Afb. 20.6. De linker afb
en een versleten schok
bij het dubbelpijps-der
1 Werkcilinder
2 Zuiger met hoge- lagedrukklep
3 Zuigerstang

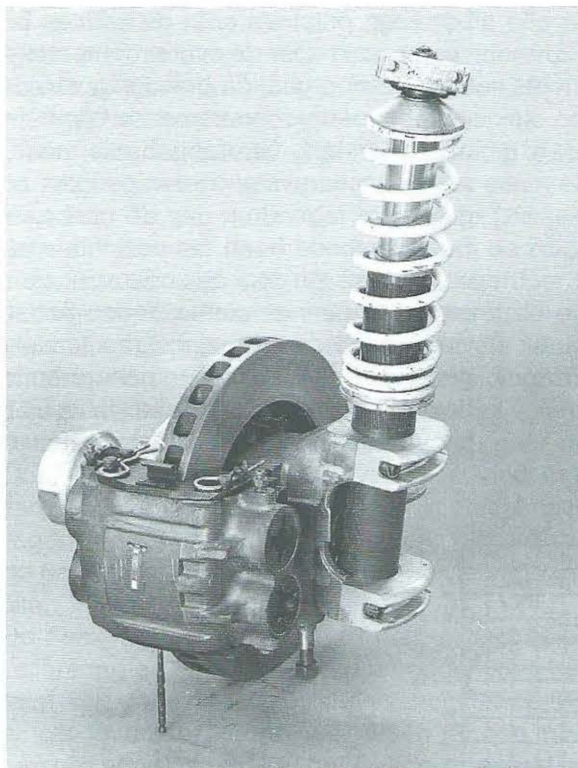
beweegt, ontstaan er in de ruimten boven en onder de zuiger - veroorzaakt door de overstroomboringen - praktisch gelijke drukken. De neergaande beweging van de zuiger - bij het inveren - wordt door de doorstromende olie nauwelijks afgeremd. De door de zuigerstang verdrongen olie moet door de bodemklep in de compensatieruimte worden gedrukt, zodat men op deze wijze de gewenste tegendruk c.q. de druk aan de zuigerstang behoudt. Deze methode heeft ten opzichte van de enkelwandige demper een nadeel. De door de bodemklep verdrongen olie heeft namelijk een zeer gering volume, namelijk dat van de zuigerstang. Om voldoende hoge dempingskrachten te verkrijgen, is men gedwongen zeer hoge drukken te genereren, wat door de afmetingen en de uitvoering van de bodemklep wordt bewerkstelligd. De voordelen van de dubbelwandige constructie zijn de geringere inbouw-



Afb. 20.6. De linker afbeelding toont een Boge-dubbelpijpsschokdemper en de grafiek een nieuwe en een versleten schokdemper. De rechter tekening betreft een doorsnede van een veerpoot, waarbij het dubbelpijps-demperelement goed te zien is.

1 Werkcilinder
2 Zuiger met hoge- en lagedrukklep
3 Zuigerstang
4 Stanggeleiding
5 Stangafdichting
6 Bodemklep met druk en zuiggedeelte
7 Buitenpijp
8 Onderste demperbevestiging
9 Bovenste demperbevestiging
10 Demperbescherming

Afb. 20.7. Zuivere wedstrijddempers zijn geheel op de geometrie en de constructie van de wielophanging toegesneden. Ze bestaan meestal uit lichtmetaal en hebben een schroefdraad om de hoogte van de veerschotel te verstellen (Lancia Rallye).



lengte en de probleemloze (drukvrije) afdichting van de zuigerstang.

Dubbelwandige schokdempers mogen slechts tot onder een hoek van 45 graden worden gemonteerd. Het omwisselen van boven en onder moet men voorkomen.

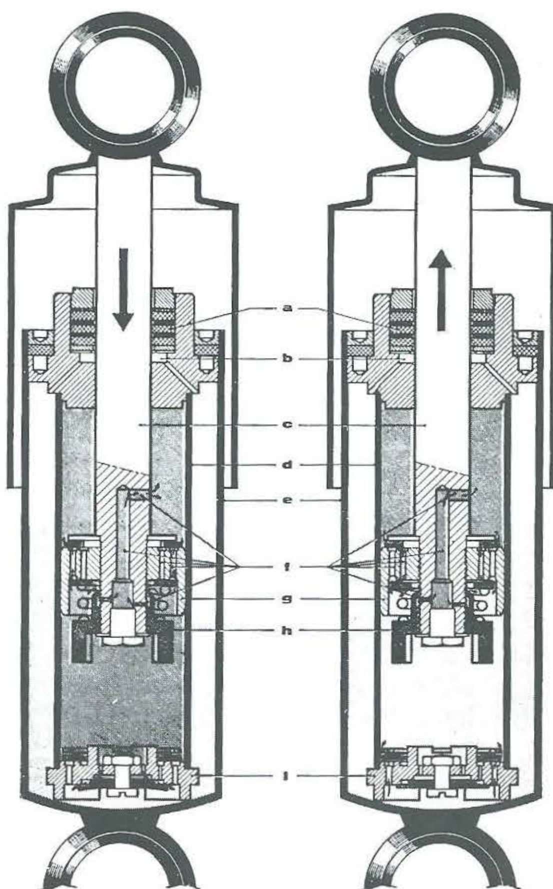
Dubbelwandige schokdempers worden door verschillende fabrikanten geleverd. Ook zijn inmiddels sportdempers met een hardere afstelling leverbaar.

20.7 Verstelbare schokdempers

Onderstellen met verstelbare demping worden tegenwoordig door een aantal fabrikanten geleverd (bij voorbeeld BMW en Mercedes-Benz). Daarbij wordt in het algemeen de dempingskracht in twee of drie fasen door de bestuurder gekozen. De elektronica zet dan deze keuze in de uiteindelijke demping om, waarbij de dempingskracht gewoonlijk door elektrische verstelling van de klepdiameter wordt beïnvloed. Zo kan naar wens een optimale demping

Afb. 20.8. Hier ziet Koni-schokdempers twee fasen. Links b inveren (de donker kleurde vloeistof sta der druk) en rechts het uitveren. De bel rijkste onderdelen v demper zijn door le aangegeven:

a. zuigerstangaf
b. ontluchting
c. zuigerstang
d. cilinder
e. beplating
f. boringen
g. zuiger
h. verstelmechar
i. bodemklep



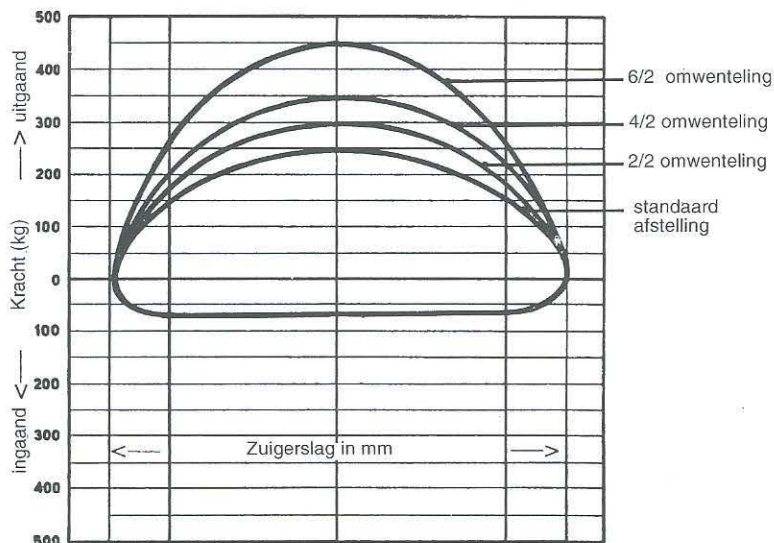
Afb. 20.8. Hier ziet u Koni-schokdempers in twee fasen. Links bij het inveren (de donker gekleurde vloeistof staat onder druk) en rechts bij het uitveren. De belangrijkste onderdelen van de demper zijn door letters aangegeven:

a. zuigerstangafdichting
b. ontluchting
c. zuigerstang
d. cilinder
e. beplating
f. boringen
g. zuiger
h. verstelmechanisme
i. bodemklep

worden bereikt. Het nadeel is de hoge prijs en de niet uit te sluiten storingsgevoeligheid van dit dempingssysteem.
Veel eenvoudiger van constructie zijn met de hand verstelbare schokdempers, hetgeen ook in de prijs tot uitdrukking komt.
De firma Koni, die al enkele decennia dit dempertype levert, heeft ze voor bijna alle gangbare autotypen in het leveringsaanbod. Ook van Koni zijn er inmiddels dempers c.q. veerpoten waarbij de ingaande en uitgaande slag versteld kunnen worden. Omdat het afstellen van de juiste dempingskracht en de afstemming ervan met het voertuig niet altijd zo eenvoudig is, bevelen wij de Koni-schokdemper aan, waarbij alleen de ingaande slag verstelbaar is.

20.8 De Koni-schokdemper

De reeds jaren bestaande en zichzelf bewezen hebbende Koni-schokdempers hebben een instelmogelijkheid van de uitgaande slag. Met behulp van een schroefdraad aan het onderste eind van de zuigerstang kan de spanning van de klep voor de uitgaande slag versterkt en tegelijkertijd de diameter van de overstroomboringen verkleind worden. Hierdoor ontstaan er, hoofdzakelijk tijdens de uitgaande slag, hogere dempingskrachten.
De aanbeveling door Koni is de demper eerst zonder de hardere afstelling te gebruiken (fabrieksafstelling). En in het geval een hardere demping gewenst is (bij voorbeeld bij wedstrijdvoertuigen) of als de dempende werking wat terugloopt, de demper circa twee halve omwentelingen te verstellen. In geen geval mag de demper, zolang deze nog nieuw is, op de hardste stand worden ingesteld, omdat dan de dempingskrachten wel zeer hoog oplopen. Bij nieuwe Koni-schokdempers kan men veelal door het met de hand indrukken en uittrekken verschillen in dempingskracht constateren. Deze verschillen ontstaan door de merkbare hoge wrijving van de zuigerstang langs de afdichting. Ze verdwijnen door gebruik na verloop van tijd. Alhoewel er bij elke set Koni-schokdempers een afstelinstructie is gevoegd, zullen we de afstelling in het kort beschrijven.



Afb. 20.9. Een afstelling van de dempingskracht bij de Koni-dempers betreft meestal alleen die van de uitgaande slag. De vier curven boven de 0-lijn tonen het krachtenverloop (schematisch): af fabriek en met twee, vier en zes halve omwentelingen opgedraaid.

De schokdemper dient voor de afstelling geheel in elkaar geschoven te worden, terwijl men het bovendeel enigszins naar links (tegen de wijzers van de klok in) verdraait. Deze moet dan voelbaar in de uitsparing van het verstelmechanisme vallen. Nieuwe schokdempers staan meestal in de zachtste stand. Voor het verstellen staan zes halve omwentelingen ter beschikking.
Vervolgens draait men onder lichte druk het bovendeel (stofkap of zuigerstang) rechtsom, waarbij slechts twee halve omwentelingen al een merkbare hardere demping tot gevolg hebben. Vanzelfsprekend dient men de schokdempers van een as hetzelfde af te stellen. Bij een tweede of derde maal afstellen, verdient het aanbeveling de Koni-demper eerst in de zachtste stand te zetten om deze daarna meer exact te kunnen afstellen.
We wijzen u erop dat, afhankelijk van de specifieke uitvoering, voordat wordt afgesteld, er vaak rubbers of kunststof beschermdelen gedemonteerd moeten worden. Deze beschermen de zuigerstang.



Afb. 20.10. Bij dit Koni-veerpootelement kan zowel de ingaande slag met een stelknop (1) en het daarvoor bestemde verstelmechanisme (2) worden afgesteld, evenals de uitgaande slag met behulp van de bodemklep (8). Het gaat hierbij overigens om een dubbelpijpsdemper met lagedruk-gasvulling. Deze laatste bevindt zich in de ruimte (10).

21 Wisselbak en aandrijving

Afb. 21.1. De MQ-vijftrapswisselbak van Volk wagen is voor dwarse montage bestemd en heeft een geïntegreerde eindaandrijving met sch ne vertanding. Alle mod len vanaf tweelitermotore zijn hiermee uitgerust. E naast is de schakelbedie ning voor de vijf trappen afgebeeld.

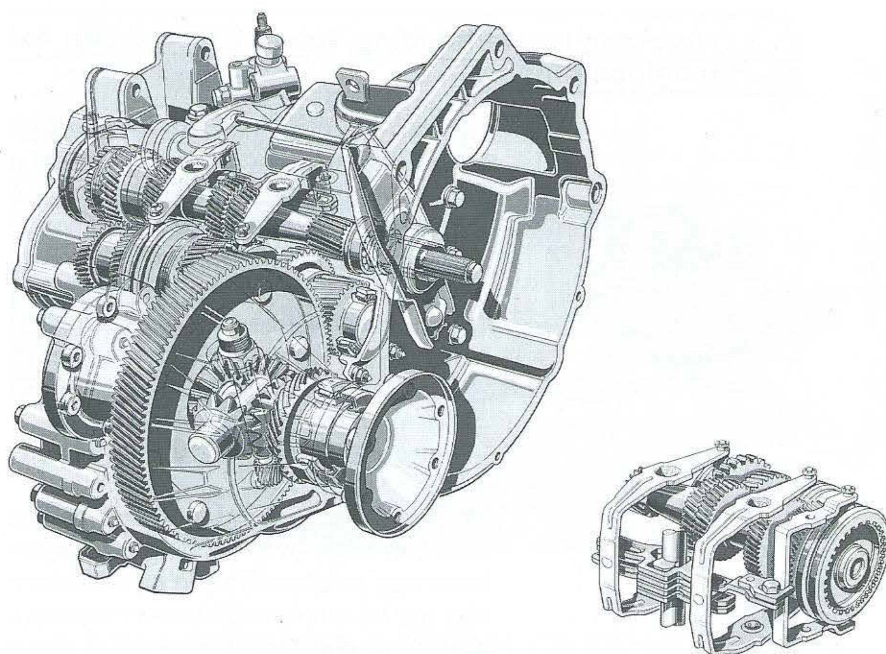
21.1 Inleiding

Voordat de kracht van de motor op straat wordt gebracht, moet deze nog enige onvermijdelijke obstakels nemen. In de wisselbak en de aandrijving (vaak ook achteras genoemd, wat bij voorwielaandrijving niet van toepassing is) wordt het vermogen en het motorkoppel aan de rijweerstand aangepast. Dit is de reden dat iedere auto verschillende overbrengingsverhoudingen heeft, om de vermogenskarakteristiek in overeenstemming met de rijweerstand van de auto te brengen.

21.2 Een paar basisbegrippen

In dit hoofdstuk zult u een aantal termen tegenkomen dat in de omgangstaal - en dan doelen we op niet-technisch taalgebruik - niet vaak wordt gebruikt. Dit is bij voorbeeld de aanduiding wisselbak voor wat we in het algemeen de versnellingsbak noemen. De bak bevat in het algemeen een serie tandwielen die zorgen voor reductie van omtreksnelheden (van de uitgaande as van de motor) en verhogen van een kracht. In principe heeft dit op dat moment niets met snelheid van doen. De term versnellingsbak is dus onjuist. Zo ook de aanduiding versnelling. Men kiest door het schakelen een andere overbrengingsverhouding. Wij geven dan ook de voorkeur voor de aanduiding overbrengingstrap in plaats van versnelling.

Zoals bekend vormt de vermogenskarakteristiek van een verbrandingsmotor geen constante factor, maar is deze gerelateerd aan het toerental. Bovendien beweegt het motortoerental zich steeds tussen bepaalde grenzen die aan de onderzijde door het 'wurgen' wordt bepaald en aan de bovenzijde door het maximumtoerental. Het stationair toerental ligt uiteindelijk dan nog lager dan het toerental waaruit men soepel kan optrekken. Men noemt dit gebied tot het maximumtoerental, waarin de motor zonder stotteren en stoten haar vermogen levert, het nuttig toerengebied. Men dient



Afb. 21.1. De MQ-vijftrapswisselbak van Volkswagen is voor dwarse montage bestemd en heeft een geïntegreerde eindaandrijving met schuine vertanding. Alle modellen vanaf tweelitermotoren zijn hiermee uitgerust. Ernaast is de schakelbediening voor de vijf trappen afgebeeld.

dan ook zoveel mogelijk binnen dit gebied te blijven, omdat de motor daarbuiten niet in staat is arbeid te verrichten. Om die reden moet het toerental altijd voldoende hoog worden gehouden en ook steeds aan de wisselende rijsnelheid en de rijweerstanden worden aangepast (helling, acceleratie, luchtweerstand, rolweerstand enz.).

Deze aanpassing van het motortoerental aan de gegeven omstandigheden gebeurt in de wisselbak (bij automatische wisselbakken gedeeltelijk in de koppelomvormer), die de berijder door schakelen bedient. Bij het schakelen wisselt men de overbrengingsverhoudingen, die echter niet alleen de verhouding tussen motortoerental en wieltoerental verandert, maar ook in gelijke mate het wieldraaimoment (koppel) en daardoor de aandrijfkracht aan de wielen. Hoe groter de overbrengingsverhouding is, des te lager het wieltoerental wordt, met het gevolg dat ook de snelheid van het voertuig in relatie tot het motortoerental lager wordt; de aandrijfkracht c.q. het draaimoment aan de wielen wordt echter wel hoger. In de eerste overbrengingstrap is dus de aandrijfkracht, zomede het acceleratievermogen en het hellingsweerstandsvermogen, het grootst. In de hoogste overbrengingstrap zijn deze factoren het kleinst.

21.3 Overbrengingsverhouding, toerentalsprong en het aantal overbrengingstrappen

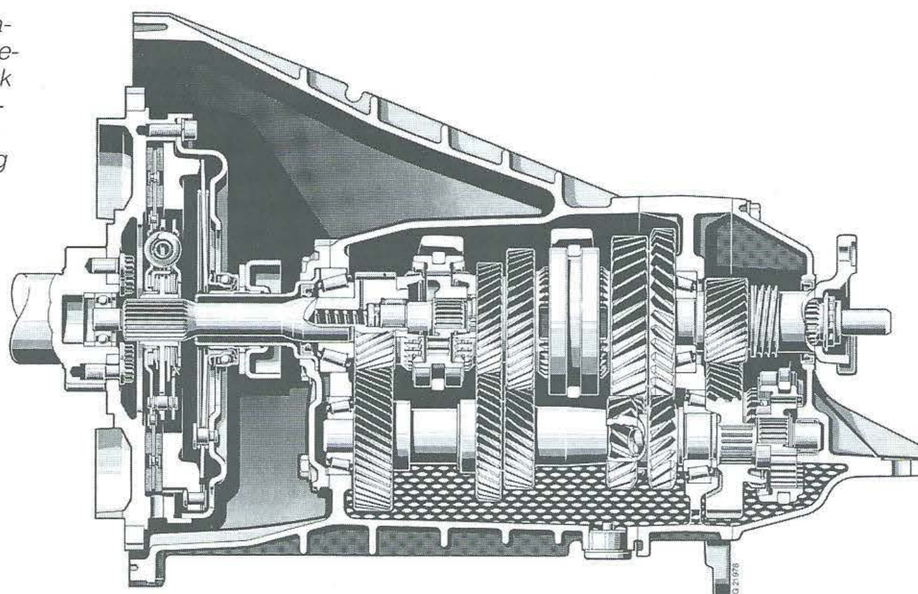
Om de juiste overbrengingsverhoudingen voor een bepaald voertuigconcept uit te kiezen, is op zichzelf al een wetenschap, omdat voor een groot gedeelte tegenstrijdige eisen gecombineerd moeten worden. We zullen hier de principiële kenmerken van normale en sportbakken beschrijven; met name de overbrengingsverhoudingen, toerentalsprong en het aantal overbrengingstrappen. Daarbij zullen we de navolgende definities hanteren, die overigens in het algemeen niet altijd consequent gebruikt worden:

- een overbrengingstrap met een hoge overbrengingsverhouding noemt men kort;
- een overbrengingstrap met een lage overbrengingsverhouding noemt men lang.

Uit deze beschouwing volgt dat men met een overbrengingstrap met een hoge overbrengingsverhouding bij het accelereren niet een hoge snelheid bereikt en andersom.
Het aantal overbrengingsverhoudingen, dus het aantal trappen, wordt bepaald door de elasticiteit van de motor, het karakter van de auto en haar snelheidsbereik (van nul tot topsnelheid). Theoretisch gezien is het 't beste, oneindig veel overbrengingstrappen ter beschikking te hebben, omdat dan in elke situatie de maximale aandrijfkracht beschikbaar is. In de praktijk moet men zich met wat minder tevreden stellen, omdat van de bestuurder niet kan worden verwacht dat hij of zij tot in het oneindige blijft schakelen. Dit kost bovendien tijd, overigens kost een wisselbak geld en een wisselbak met veel overbrengingstrappen nog meer geld. Men kan bovendien onthouden dat een kleine en niet-elastische motor - niet elastisch = kleiner nuttig toerengebied - meer versnellingen nodig heeft dan een grote (groot slagvolume) en elastische motor. Daarbij moeten we nog in gedachte houden dat auto's met een

Type	VW Golf VR6 (sportief)		VW Golf 55 kW (economy)	
Schakeltoerental	6000 /min		6000 1/min	
	Overbrengings-verhouding	Toerentalsprong (1/min)	Overbrengings-verhouding	Toerentalsprong (1/min)
1e trap	3,3	2472	3,45	2626
2e trap	1,94	1949	1,94	2010
3e trap	1,31	1282	1,29	1767
4e trap	1,03	1106	0,91	1055
5e trap	0,84		0,75	
Totale overbrengings-verhouding	3,92		4,6	

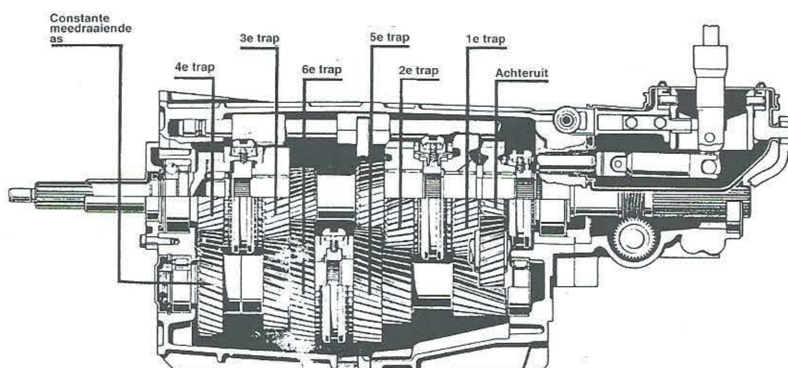
Afb. 21.2. De voor montage in de lengterichting bestemde vijftrapswisselbak voor de Mercedes-zescilinder (GL 76/27-5) heeft een directe overbrenging in de vierde trap (overbrengingsverhouding 1:1). Alle overige overbrengingsverhoudingen lopen via de secundaire as.



zeer groot snelheidsbereik (topsnelheid van 220 km of meer) eveneens meer trappen nodig heeft, dan auto's met een lagere topsnelheid.

De trend naar een steeds hoger vermogen bij een afnemende luchtweerstand heeft tot een snel groeiend snelheidspotentieel geleid. Dit grote snelheidsbereik komt in conflict met het wezen van de gangwissel. In de laagste overbrengingstrap moet er namelijk ook nog voldoende trekkracht zijn om weg te kunnen rijden of om een aanhangwagentje te trekken. Ook moet de topsnelheid worden gehaald zonder dat de motor over z'n toeren raakt. Een vierbak met een kleine totale overbrengingsverhouding stuit hierbij al snel op haar grens. Of het toerental bij topsnelheid ligt te hoog, óf de trap waarin wordt weggereden heeft een te kleine overbrengingsverhouding óf de toerentalsprong is te groot. Of er is sprake van een combinatie van deze factoren. De meeste auto's (uitgezonderd Amerikanen) worden daarom ook met vijfbakken uitgerust.
De fabrikanten van bijzonder sportieve produkten (bij voorbeeld Porsche) leveren als optie wisselbakken waarbij de overbrengingsverhoudingen dichtbij elkaar liggen. Vierbakken worden alleen nog maar bij zeer kleine auto's of bij goedkope basismodellen toegepast. In het kader van energiemaatregelen worden in toenemende mate vijfbakken met een lange vijfde overbrengingstrap hetzij in serie of als optie aangeboden. Bij de economy-uitvoeringen wordt de hoogste overbrengingstrap van een zodanige over-

Afb. 21.3. *De ZF-zestrapswisselbak (S6-40) voor montage in de lengterichting vertoont een klassieke constructie. De vierde overbrengingstrap is een directe overbrenging (1:1). Alle andere trappen lopen via de secundaire as en draaien constant mee.*



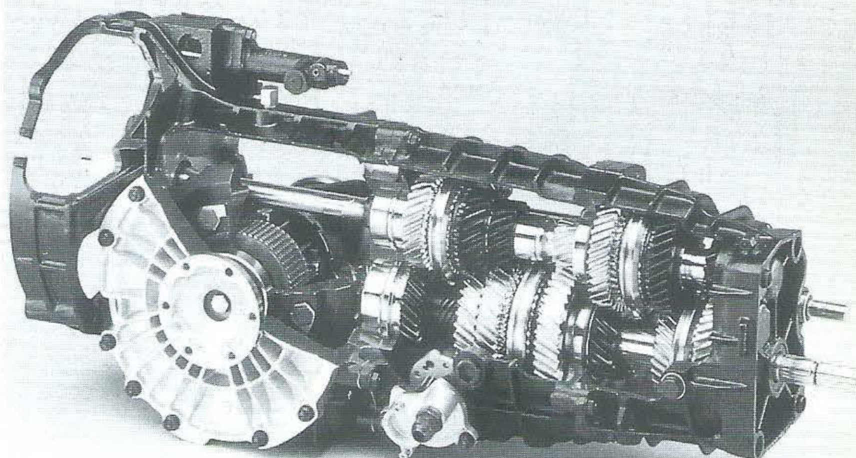
brengingsverhouding voorzien, dat de motor bij die trap het nominale toerental niet haalt. Door het gereduceerde toerentalniveau wordt een brandstofbesparing verkregen en door de langere overbrengingsverhouding een langere acceleratietijd.

Bijzonder krachtige en sportieve auto's die een groot snelheidsbereik kennen, zoals de Porsche 959 met een topsnelheid van over de 300 km, worden daarom met zesbakken uitgerust. Ook hier bestaat wederom de mogelijkheid, óf de zes overbrengingstrappen te optimaliseren aan de rijweerstanden, dus ten behoeve van maximale rijprestaties (Porsche 968) óf in het hogere gebied een economy-constructie ter besparing van brandstof toe te passen (Corvette ZR1).

Het aantal overbrengingstrappen is ook afhankelijk van de af te dekken snelheidsgebieden en de noodzakelijke of gewenste toerentalsprongen tussen de verschillende trappen. Hoe groter het snelheidsgebied en hoe kleiner de sprongen, des te meer overbrengingstrappen men nodig heeft.

Vijfbak	Mercedes 190 E 2.6 (economy)		Mercedes 190 E 2.5 16V (sportief)		Ferrari 348 (zeer sportief)	
Schakeltoerental	6500 1/min		6500 1/min		7000 1/min	
	Overbrengings-verhouding	Toerental-sprong (1/min)	Overbrengings-verhouding	Toerental-sprong (1/min)	Overbrengings-verhouding	Toerental-sprong (1/min)
1e trap 2e trap 3e trap 4e trap 5e trap	3,86 2,18 1,38 1,0 0,8	2829 2385 1789 1625	4,08 2,52 1,77 1,26 1,0	2485 1934 1872 1334	3,21 2,1 1,46 1,09 0,86	2406 2133 1774 1477
Totale overbrengings-verhouding	4,82		4,08		3,73	

Afb. 21.4. De zestrapswisselbak van de Porsche 959 is aan de voor- en achterzijde van uitgaande assen voorzien; dit in verband met de vierwielaandrijving

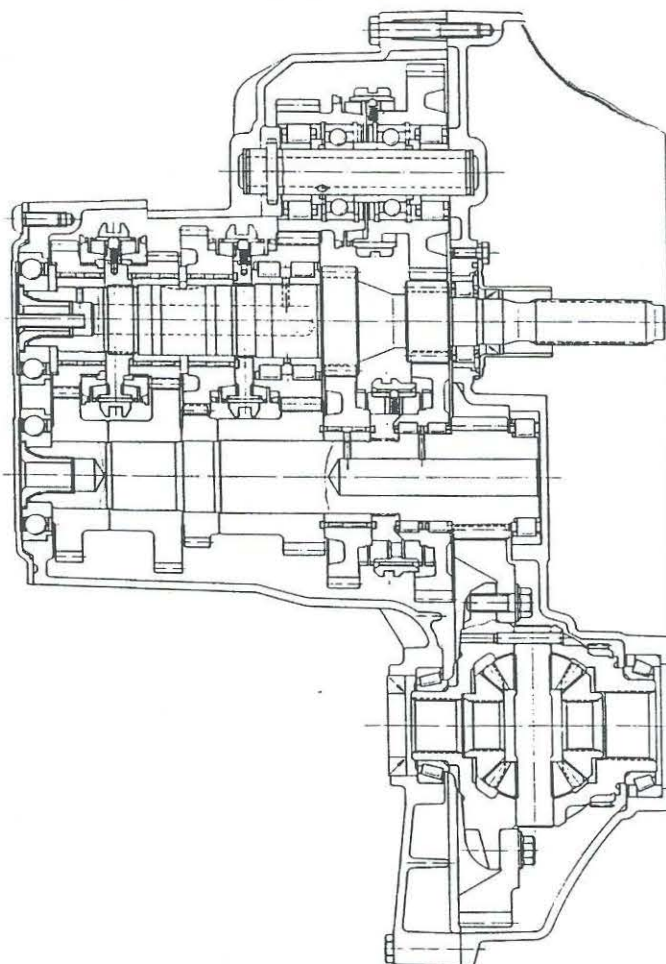


Onder de toerentalsprongen van een wisselbak verstaan we de verhouding van de overbrengingsverhoudingen tot elkaar. Als men van de 1e- naar de 2e-trap schakelt en de overbrengingsverschillen van deze trappen zijn groot, ontstaat er een grote toerentalsprong. De trappen liggen ver uiteen. Het is dan net of het toerental van de motor bij het overschakelen in een 'gat' valt. Bij dichter bij elkaar liggende trappen, zoals dat voor een sportieve rijstijl en een optimaal gebruik van de motorprestaties gewenst is, kunnen de toerentalsprongen kleiner zijn. De toerentalsprongen bij het op- en terugschakelen langs de verschillende trappen zijn natuurlijk ook afhankelijk van het nuttig toerentalgebied. Men kan ze tamelijk exact afleiden uit een toerental-snelheidsdiagram (in de vorm van een zaagtanddiagram). Ook kan men de toerenteller tijdens het schakelen in de gaten houden. Overigens dienen de toerentalsprongen kleiner te worden, naarmate er een hogere overbrengingstrap wordt gekozen.

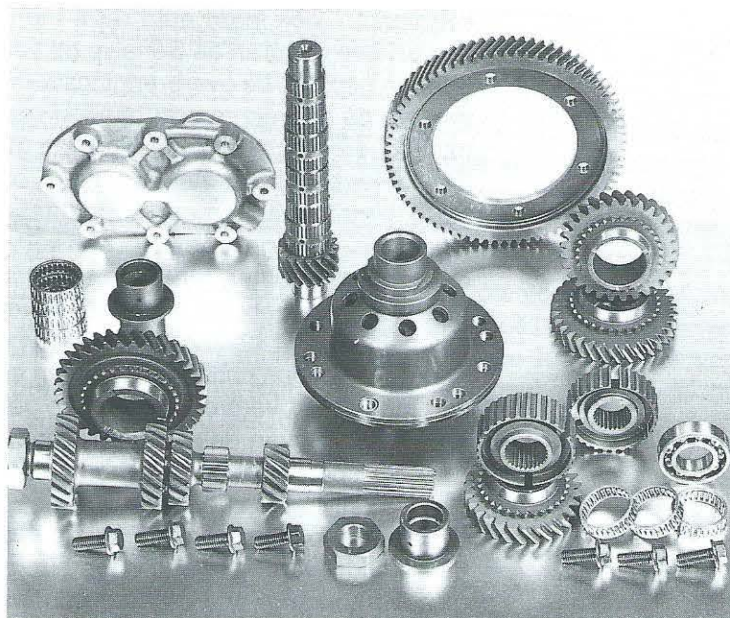
Doorgaans zijn de normale gangwissels van serieauto's zo ontworpen, dat de eerste overbrengingstrap zodanig is gekozen dat daaruit - zonder dat de koppeling te veel wordt belast - makkelijk en dus soepel weggereden kan worden. Zij heeft een hoge overbrengingsverhouding en kent dus een klein snelheidsgebied. Het gevolg is dat de overige overbrengingstrappen een relatief groot snelheidsgebied moeten afdekken en dientengevolge ver uit elkaar liggen. De toerentalsprongen zijn groot.

Wisselbakken voor sportief gebruik hebben een verder doorlopende eerste trap met een relatief hoge overbrengingsverhouding,

Zesbak	ZFS6-40 Corvette ZR1 (economy)		Opel Calibra Turbo (sportief)		Porsche 968 (zeer sportief)	
Schakeltoerental	6500 1/min		6500 1/min		6500 1/min	
	Overbrengings-verhouding	Toerental-sprong (1/min)	Overbrengings-verhouding	Toerental-sprong (1/min)	Overbrengings-verhouding	Toerental-sprong (1/min)
1e trap 2e trap 3e trap 4e trap 5e trap 6e trap	2,68 1,8 1,29 1,0 0,75 0,5	2134 1842 1461 1625 2166	3,57 2,16 1,45 1,1 0,89 0,74	2567 2136 1568 1240 1095	3,18 2,0 1,43 1,11 0,91 0,78	2411 1852 1454 1171 928
Totale overbrengings-verhouding	5,63		4,82		4,07	



Afb. 21.5. Deze schets toont de opstelling van de tandwielen en constructie van de zestrapswisselbak van de Opel Calibra (Getrag) voor montage in de dwarsrichting. Ook hier is de eindaandrijving onderdeel van de wisselbak.



Afb. 21.6. Voor voertuigen met een wedstrijdhomologatie zijn bijna altijd tandwielsets ten behoeve van verschillende overbrengingsverhoudingscombinaties leverbaar; kortere overbrengingsverhoudingen, kortere eindaandrijving enz. De foto toont een complete set voor de wisselbak en de eindaandrijving voor een Ford.

waardoor de toerentalsprongen naar de volgende trappen ook weer kleiner zullen zijn, naarmate de bak meer trappen heeft. Bepalend voor het karakter c.q. ontwerp van een wisselbak is dus het aantal overbrengingstrappen en de afstanden tussen deze trappen, gelet op de totale overbrengingsverhouding. Hoe kleiner de totale overbrengingsverhouding is en hoe meer trappen er zijn, des te sportiever is het karakter van de wisselbak. We spreken in die gevallen meestal van een close-ratio bak. Vierbakken komen - bij ver uit elkaar geplaatste overbrengingstrappen - op een totale overbrengingsverhouding van net over 4:1, vijfbakken dekken het gebied tussen 4:1 en 5:1 af en zesbakken kunnen - bij niet al te dicht op elkaar liggende verhoudingen - aan een totale overbrengingsverhouding van 5:1 komen. Zeer sportief geconcipieerde bakken of wedstrijdbakken komen duidelijk onder deze waarden. Ten gunste van kort op elkaar gelegen trappen wordt de totale overbrengingsverhouding kleiner gekozen.

21.4 Eindreductie en bandafrolomtrek

Wisselbakken kunnen, zoals hiervoor omschreven, naar overbrengingsverhoudingen en overbrengingstrappen worden ingedeeld. Of een wisselbak die we qua ontwerp als sportief kunnen

kenmerken, ook in de auto deze indruk wekt, hangt echter van nog andere factoren af. Behalve de verschillende overbrengingstrappen bepalen de overbrengingsverhouding van de eindaandrijving en de omtrek van de banden (dynamische afrolomtrek) de totale overbrengingsverhouding van motor tot wegdek.
Een eindaandrijving met een hoge overbrenging of een kleine banddiameter hebben een korte totale overbrengingsverhouding tot gevolg en omgekeerd. Met een korte totale overbrenging wordt de acceleratie beter, terwijl de topsnelheid afneemt of bij een te hoog toerental gehaald wordt. Voor wedstrijden waarbij een hoge topsnelheid niet belangrijk is - bij voorbeeld bij heuvelklims of rally's - is het dus nuttig, de auto een aan de baan aangepaste zo kort mogelijke overbrenging mee te geven. Dit gebeurt bijna altijd door wijziging van de eindaandrijving. Voor praktisch alle auto's die voor sportdoeleinden gehomologeerd zijn, zijn verschillende eindaandrijvingen verkrijgbaar.
Ook kan door een gerichte keuze van bandmaten en -merken, door middel van de dynamische afrolomtrek, de totale overbrengingsverhouding veranderd worden. Het gebruiksdoel van de auto is bepalend voor de keuze van de totale overbrengingsverhouding. Het is dus onzinnig een auto van een korte overbrenging te voorzien als deze veelvuldig voor lange afstanden op de autobaan wordt gebruikt. Motor, rijcomfort en brandstofverbruik zullen daaronder lijden. Aan de andere kant kan men de overbrengingsverhouding van de eindaandrijving kort of de afrolomtrek van de banden klein kiezen, als men zich (en uiteraard de auto) voornamelijk in bergachtige streken ophoudt of aan bepaalde wedstrijden deelneemt. Met behulp van het toerental-snelheidsdiagram kan men voor iedere auto (en voor iedere overbrenging) de meest geschikte overbrengingsverhoudingen zelf berekenen.

21.5 Het toerental-snelheidsdiagram

Om het toerental-snelheidsdiagram, in de vorm van een zaagtanddiagram, te kunnen samenstellen, hebt u de overbrengingsverhoudingen van de bak, de eindaandrijving en de afrolomtrek van de banden nodig. We gebruiken hiervoor millimeterpapier. Op de verticale as (de y-as) zetten we de toerentallen af en op de horizontale as (x-as) de snelheid in km/h. Vervolgens moet u bij bepaalde toerentallen de bijbehorende snelheid berekenen en in het diagram met een punt aangeven. Deze punten verbindt u met een lijn met het nulpunt.
Om de snelheden te kunnen berekenen, moet u zich vertrouwd maken met de volgende formule:

$$v = \frac{n}{i} \cdot O \cdot 0{,}06$$

De v staat voor de gevraagde snelheid in kilometers per uur, n is het motortoerental, i is de totale overbrengingsverhouding en O = de dynamische bandafrolomtrek in meters. Het getal 0,06 is een constante, welke ontstaat door het verwerken van de verschillende afmetingen; deze is verder niet echt van belang. De totale overbrengingsverhouding i verkrijgt u door vermenigvuldiging van de overbrengingsverhouding in de wisselbak met die van de eindaandrijving. Omgekeerd kunt u deze formule ook voor de berekening van het toerental gebruiken door een vergelijking met de snelheid die u rijdt. Hiermee kunt u de toerenteller controleren. Voor dit doel moet u de formule iets ombouwen:

$$n = \frac{v \cdot i}{O \cdot 0{,}06}$$

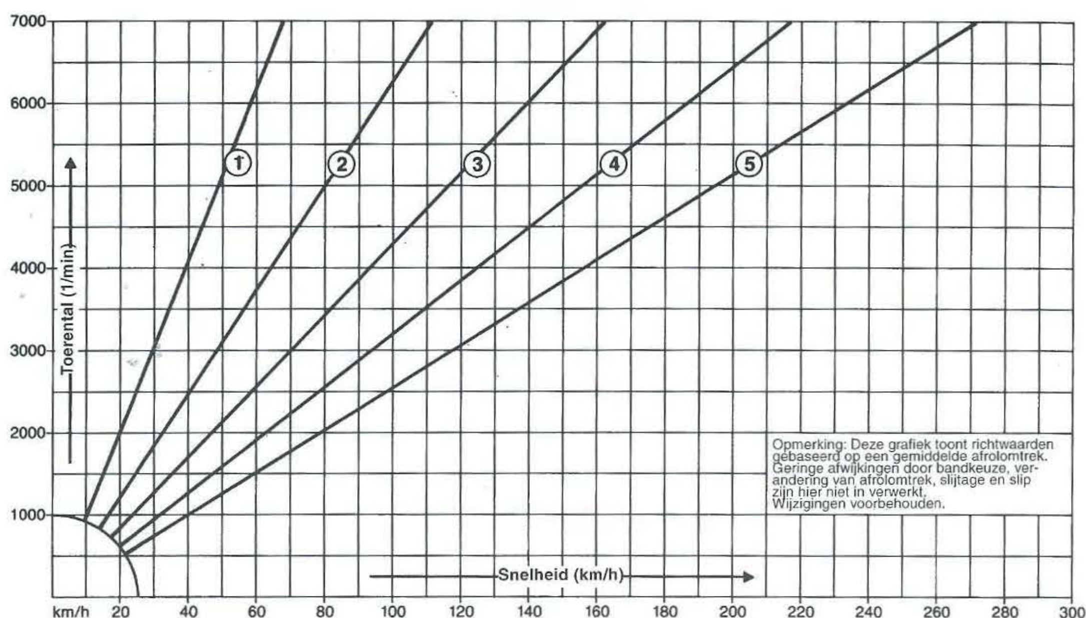
Vanzelfsprekend kan zo ook een gewenste overbrengingsverhouding worden berekend als u het nominale toerental en het vereiste vermogen voor de topsnelheid kent. De formule luidt dan als volgt:

$$i = \frac{n \cdot O \cdot 0{,}06}{v}$$

Als u weet dat bij voorbeeld de Porsche Carrera 2 voor een topsnelheid van 260 kilometer ongeveer 187 kW (250 pk) nodig heeft en dit vermogen volgens fabrieksopgave wordt bereikt bij 6100 1/min, kan de totale overbrengingsverhouding als volgt worden berekend:

$$i = \frac{6100 \cdot 1{,}93 \cdot 0{,}06}{260} = 2{,}716$$

Gebruikelijk is dat daar bovenop 10 procent komt, wat de mate weergeeft waarin de topsnelheid in verhouding boven het nominale toerental ligt. Dit omdat de acceleratie in de hoogste versnellingstrap toch nog pittig moet blijven. Als totale overbrengingsverhouding voor de Carrera 2 krijgen we dan 2,716 + 0,27 = 2,986. De auto wordt af fabriek met een overbrengingsverhouding (hoogste trap) van 2,989 geleverd. Deze waarde wijkt dus slechts in zeer geringe mate van de door ons berekende waarde af.



Afb. 21.7. Dit toerental-snelheidsdiagram (in de vorm van een zaagtanddiagram) van de Porsche Carrera 2 toont de verschillende snelheden die bij de verschillende toerentallen bij verschillende overbrengingstrappen worden bereikt. Ook kan men er de toerentalsprongen uit afleiden. De overbrengingsverhoudingen zijn als volgt: I-3,5, II-2,059, III-1,407, IV-1,086, V-0,868; eindaandrijving: 3,444; afrolomtrek: 1,930 m.

21.6 De topsnelheid

Voor iedere snelheid is er een bepaald vermogen nodig dat in hoofdzaak door de luchtweerstand van het voertuig wordt bepaald. De rolweerstand maakt bij hoge snelheden procentueel slechts in geringe mate deel uit van de totale rijweerstand en neemt ook bij hogere snelheden nauwelijks toe.

Een hoge bandspanning en het gebruik van radiaalbanden verminderen eveneens de rolweerstand.

De luchtweerstand neemt bij toenemende snelheid zeer snel toe, waardoor het extra vermogen om de topsnelheid te bereiken zo hoog moet zijn, dat dit niet meer in verhouding tot de topsnelheid staat. Tot voor kort schatte men dat de luchtweerstand steeg in relatie tot de topsnelheid met tweemaal het kwadraat. Onderzoek heeft inmiddels uitgewezen dat dit over het algemeen driemaal het kwadraat is.

Dit verklaart ook het feit dat auto's met getunede motoren vaak beter accelereren dan het seriemodel, maar dat de topsnelheid van eerstgenoemde niet echt veel hoger is.

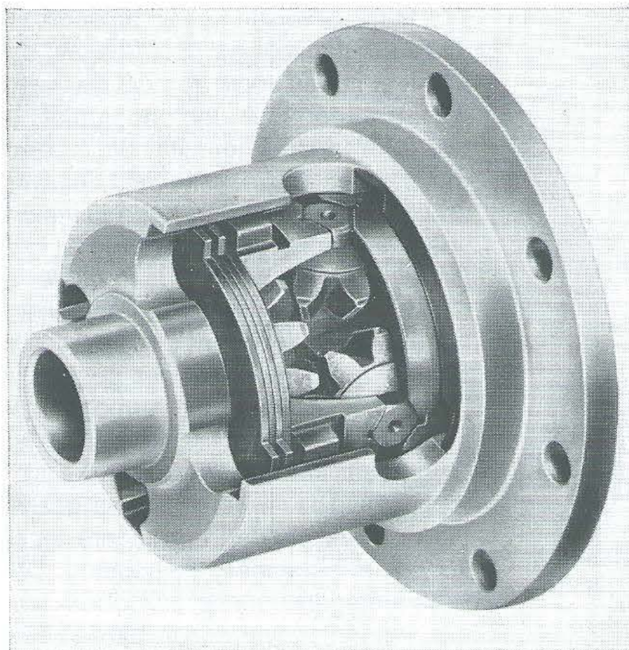
21.7 Wrijvings

Wat is nu de relatie tussen topsnelheid en overbrengingsverhouding? Omdat voor het bereiken van de topsnelheid ook het maximumvermogen nodig is, moet de overbrengingsverhouding zodanig zijn dat het motortoerental bij topsnelheid ongeveer overeenkomt met het nominale toerental. Nog beter is het dat het motortoerental bij topsnelheid ongeveer 100 1/min (maximaal 10 procent) hoger ligt dan het nominale toerental. Bij economy-uitvoeringen wordt de topsnelheid bij een lager toerental gehaald.
Deze beschouwingen mogen echter niet tot de conclusie leiden dat door een langere overbrengingsverhouding ook de topsnelheid hoger zal worden. Dit is namelijk doorgaans niet het geval, omdat, zoals reeds eerder gesteld, voor het bereiken van de topsnelheid een bepaald vermogen nodig is. Als bij voorbeeld een auto in economy-uitvoering een te lange overbrengingsverhouding heeft, kan het gebeuren dat als vóór het bereiken van de topsnelheid de rijweerstanden al gaan overheersen, de auto onder die omstandigheden een lagere topsnelheid haalt, als met een kortere overbrengingsverhouding. De topsnelheid moet dus op het vermogensverloop en gebruiksdoel van de auto afgestemd zijn. Als u niet over deze waarden beschikt, zult u moeten testen welke overbrengingsverhouding het meest geschikt is. Draait een motor na het bereiken van de topsnelheid in de hoogste overbrengingstrap nog gewillig door tot het maximumtoerental, zodat u eventueel gedwongen wordt gas terug te nemen, dan kunt u erop rekenen dat met een langere overbrengingsverhouding een hogere topsnelheid gehaald zal worden. Als het omgekeerde het geval is - dus dat een motor helemaal niet of slechts met moeite in de hoogste overbrengingstrap het nominale toerental bereikt - kan met zekerheid worden gesteld dat de overbrenging te lang is. Een kortere totale overbrenging heeft dan niet alleen een betere acceleratie tot gevolg, maar ook een hogere topsnelheid. Hoe men de meest geschikte overbrengingsverhoudingen berekent, als wordt beschikt over de waarden met betrekking tot vermogen, nominaal toerental en gewenste rijprestaties van de auto, hebben we in de vorige paragraaf uitgelegd.

21.7 Wrijvingsdifferentieels

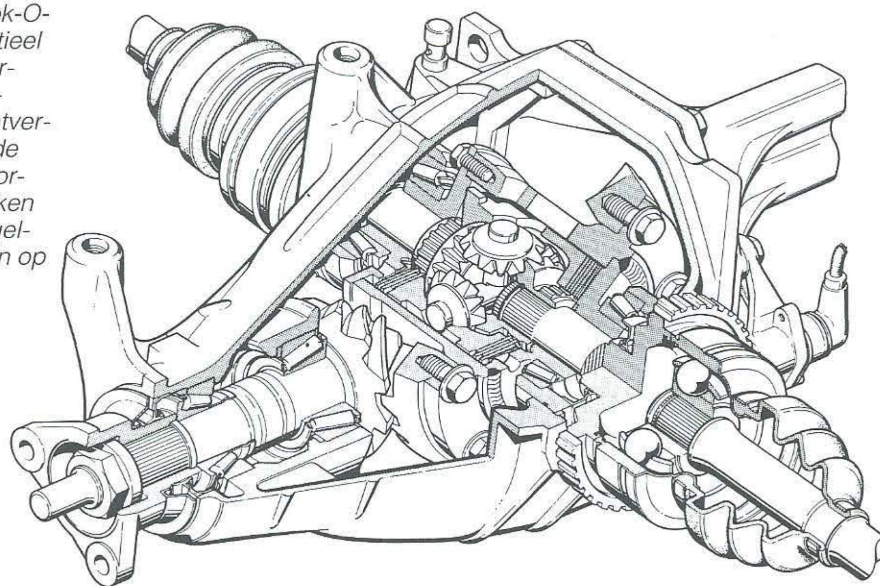
Zoals bekend, heeft iedere auto een differentieel. Deze heeft als taak de bij het door een bocht rijden optredende verschillen in wieltoerentallen te compenseren. Het buitenste wiel moet namelijk een langere weg afleggen dan het binnenste wiel. In het differentieel gebeurt dit met een daartoe ontwikkeld systeem van kegeltandwielen.

Afb. 21.8. Bij achterwielaangedreven voertuigen zijn asaandrijving, eindaandrijving (differentieel) en/of wrijvingsdifferentieel in een behuizing ondergebracht. Bij lamellen-wrijvingsdifferentieels brengen zowel de kegeltandwielen als de lamellen het aandrijfkoppel over. Bij het doordraaien van een van de aangedreven wielen wordt het aandeel van de lamellen hierin minder.



Het differentieel heeft echter in veel situaties een onaangename eigenschap. De kegeltandwielen regelen niet alleen het wieltoerental, maar ook het wieldraaimoment (koppel aan de wielen). Een normaal differentieel zorgt ervoor dat ieder wiel een gelijk koppel overbrengt. Dat is in veel gevallen gewenst, maar kan in sommige situaties storend zijn. Als een wiel in de modder of de sneeuw doordraait (slip), wordt het effectieve koppel aan dat wiel gelijk aan nul. Het gevolg is dat het andere wiel eveneens geen koppel overbrengt. Het gevolg daarvan is dat de auto blijft staan. Een ander punt dat van belang is voor sportieve rijders of bestuurders van krachtige auto's is dat bij het berijden van een bocht het binnenste wiel sterk ontlast wordt. Het gevolg is dat bij het accelereren uit de bocht het ontlaste wiel zeer makkelijk zal doordraaien (slip). Het andere wiel kan eveneens geen (of zeer weinig) koppel meer overbrengen, waardoor niet goed (snel) uit de bocht geaccelereerd kan worden.
Om het tijd en vermogen kostende doordraaien te vermijden, heeft men wrijvingsdifferentieels ontwikkeld die de compensatiewerking bij bepaalde toerental- c.q. koppelverschillen beëindigen. Het gaat hierbij in de meeste gevallen om een wrijvingsdifferentieel, omdat een blokkering van de differentieelwerking (zoals bij het differentieelslot van vrachtauto's) niet gewenst is, daar zij de rij-eigenschappen te sterk beïnvloedt. Een gepaste afremming van de

Afb. 21.9. Bij het ZF Lok-O-Matic wrijvingsdifferentieel wordt de wrijvende werking door lamellen verzorgd. Bij draaimomentverschillen tussen de beide aangedreven assen worden, door de drukstukken van de differentieelkegeltandwielen, de lamellen op elkaar geperst.



differentieelwerking is dus voor ons doel meer geschikt. We gebruiken dan ook de term wrijvingsdifferentieel in plaats van sperdifferentieel.

21.8 Het ZF-lamellen-wrijvingsdifferentieel

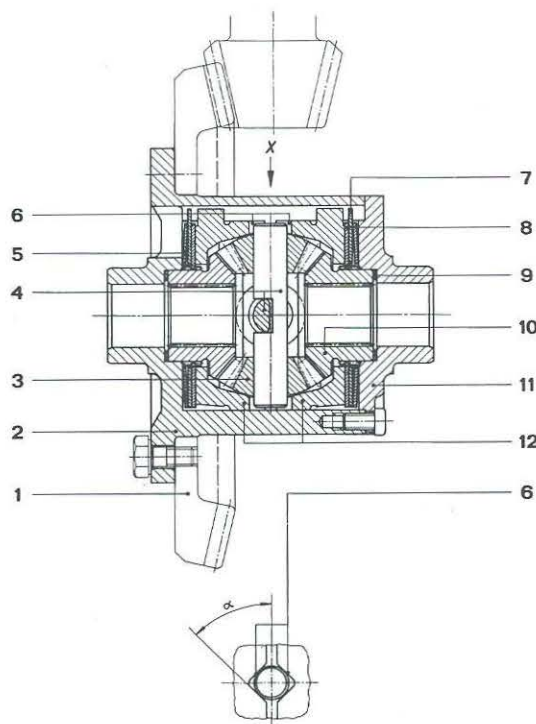
Veel gebruikt en dus ook sterk verbreid is het ZF-lamellen-wrijvingsdifferentieel. Deze is zodanig uitgevoerd dat ze naderhand in de plaats van het standaarddifferentieel gemonteerd kan worden. Ze past in bijna alle conventionele eindaandrijvingen en wordt vaak door de autoproducent als optie tegen meerprijs geleverd. Ook Daimler-Benz levert zijn voertuigen op bestelling met een lamellen-wrijvingsdifferentieel dat qua werking gelijkenis vertoont met de ZF.

Wat de constructie betreft, onderscheidt het ZF-wrijvingsdifferentieel zich van het normale differentieel in principe daardoor, dat de assen van de kegeltandwielen niet met het differentieelhuis verbonden zijn (waaraan ook het kroonwiel is bevestigd), maar met twee drukstukken. Deze zijn axiaal beweegbaar in spiebanen die aan het differentieelhuis vastzitten.

De askegeltandwielen, de zonnewielen waarin de aandrijfassen voor de wielen zitten opgesloten, zijn door wrijvingslamellen met

Afb. 21.10. Deze doorsnede toont de constructie van het ZF-lamellenwrijvingsdifferentieel. De hoek van de differentieelassen en het aantal en de bekleding van de lamellen bepalen de wrijvende werking.

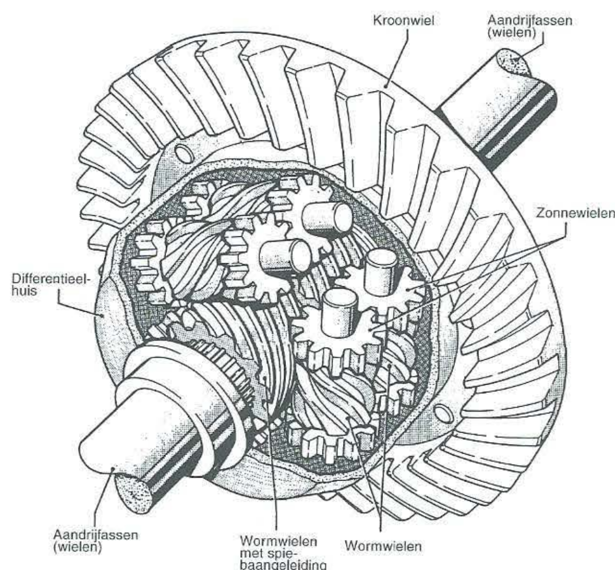
1 Kroonwiel
2 Differentieelhuis
3 Satellietwiel
4 Satellietas
5 Schotelveer
6 Schuine vlakken van de drukstukken om te spreiden
7 Buitenlamellen, met het differentieelhuis verbonden
8 Binnenlamellen, met het zonnewiel verbonden
9 Opvulschijf
10 Zonnewiel
11 Deksel
12 Drukstukken



het differentieelhuis en de drukstukken verbonden. Hier worden de aandrijfkrachten op overgebracht. Daarbij staan de buitenlamellen met het differentieelhuis in contact. De binnenlamellen die tussen de buitenlamellen zijn opgesloten, lopen in een vertanding (spiebanen) die verbonden is met het kroonwiel. De drukstukken, alsook de wrijvingslamellen, zijn axiaal beweegbaar. Dus de binnenlamellen lopen daarbij in spiebanen; de buitenlamellen en drukstukken lopen 'vrij'. Het uiteendrukken van de beide drukstukken dat uiteindelijk zorgt voor de wrijving tussen de lamellen, hetgeen de gewenste wrijvende werking tot gevolg heeft, gebeurt door de asuiteinden in de zonnewielen die V-vormig geslepen zijn. De werking van deze gecompliceerde constructie moeilijk te beschrijven. Het kan beter duidelijk gemaakt worden aan de hand van een gedemonteerd wrijvingsdifferentieel. ZF geeft de volgende toelichting op de werking van zijn wrijvingsdifferentieel:
De (wrijvende) werking berust op de interne wrijving van het differentieel. Deze wordt in het differentieelhuis opgewekt door twee symmetrisch geplaatste lamellen, die afgeremd worden. Bij een normaal differentieel kan men bij een opgekrikte auto met draaiende motor en ingeschakelde overbrengingstrap één wiel zonder noemenswaardige tegenwerking afremmen of tegenhouden. Het andere wiel zal in een gelijke mate sneller draaien. Bij

Afb. 21.11. Op de p van de zonne- en sa wielen heeft het Tors wrijvingsdifferentiee dere tandwielen, cilindrische tandwie een groot cilindrisch wiel (wormwiel). De vende werking beru op, dat het cilindrisc tandwielstelsel een b paalde vermeerderin omkering van de kra stroom niet toelaat. D wrijvende werking va Torsen begint vroeg variabel.

Afb. 21.11. Op de plaats van de zonne- en satellietwielen heeft het Torsen-wrijvingsdifferentieel meerdere tandwielen, cilindrische tandwielen en een groot cilindrisch tandwiel (wormwiel). De wrijvende werking berust hierop, dat het cilindrisch tandwielstelsel een bepaalde vermeerdering of omkering van de krachtenstroom niet toelaat. De wrijvende werking van de Torsen begint vroeg en is variabel.



het wrijvingsdifferentieel wordt dit proces door de wrijvende werking van de lamellen bemoeilijkt, en wel in de mate van de grootte van het aandrijfkoppel. Deze eigenschap berust op het gegeven dat het in het differentieelhuis ingeleide koppel niet - zoals bij een normaal differentieel - direct op de assen wordt overgebracht, maar op twee drukstukken die met een gelijke snelheid als het differentieelhuis waarin ze zijn gemonteerd, meedraaien, maar ook axiaal beweegbaar zijn. Door de reactiekrachten die bij het overbrengen van het koppel optreden, ontstaan er aan de schuine vlakken van de drukstukken krachten die een druk op de lamellen veroorzaken. Omdat de buitenlamellen met het differentieelhuis zijn verbonden en de binnenlamellen met de zonnewielen, wordt een (relatieve) verdraaiing van de assen ten opzichte van het differentieel bemoeilijkt. De krachten veroorzaakt door de schuine vlakken hebben een belastingsafhankelijk wrijvingsmoment tot gevolg, dat altijd in gelijkblijvende verhouding tot het ingaande koppel zal blijven. De wrijvende werking past zich dus aan, aan het motorkoppel en ook aan de koppelvergroting ingevolge de verschillende overbrengingstrappen.
Tot zover de beschrijving van de ZF. Hier moet nog aan worden toegevoegd dat de wrijvende werking nog door een voorspanning van de lamellen kan worden verbeterd. In dat geval is links en rechts tussen het differentieelhuis en de lamellen een schotelveer gemonteerd die al in de ruststand -zonder dat dus de aandrijving in beweging is - een axiale kracht veroorzaakt. Daardoor wordt vanaf het begin al een zeker wrijvingsmoment gewaarborgd.

De wrijvende werking wordt door de wrijvingswaarde gedefinieerd. Onder wrijvingswaarde (ook wel sperwaarde genoemd) verstaat ZF de verhouding tussen het door de wrijvingslamellen overgebrachte koppel tot het totale koppel. De wrijvingswaarde wordt over het algemeen in procenten aangegeven. Zij is afhankelijk van het aantal lamellenwrijvingsvlakken en van de hoek van de afgeschuinde vlakken aan de differentieelassen. Hoe kleiner de hoek is, des te hoger de wrijvende werking wordt. Afhankelijk van de constructie kent ZF twee hoeken, namelijk 30 en 45 graden. Bij een gegeven hoek kan de wrijvingswaarde door het aantal wrijvingsvlakken worden gewijzigd. Hoe meer wrijvingsvlakken (lamellen) des te hoger de wrijvingswaarde.
Normaal gesproken, wordt het ZF-wrijvingsdifferentieel met een waarde van ongeveer 40% geleverd. Bij grotere voertuigen kunnen lagere wrijvingswaarden al voldoende zijn (25%). Hogere wrijvingswaarden dan 40% veroorzaken een minder goed gedrag bij rechtuit rijden (hoekig) en scheef rijden bij rijbaanwisseling door kleine toerentalverschillen tussen de aangedreven wielen.
Voor een wedstrijdvoertuig is een wrijvingswaarde van 75% normaal. Door een aangepaste lamellenuitvoering kan deze tot 100% verhoogd worden, wat overigens niet altijd een voordeel is. Enige voorbeelden van lamellen- en hoekcombinaties en de daaruit resulterende wrijvingswaarden:

- wrijvingswaarde 25%, hoek 45 graden;
- één binnenlamel, één buitenlamel
- wrijvingswaarde 45%, hoek 45 graden;
- twee binnenlamellen, twee buitenlamellen
- wrijvingswaarde 40%, hoek 30 graden;
- één binnenlamel, één buitenlamel
- wrijvingswaarde 75%, hoek 30 graden;
- twee binnenlamellen, twee buitenlamellen
- wrijvingswaarde 100%, hoek 30 graden;
- drie binnenlamellen, drie buitenlamellen.

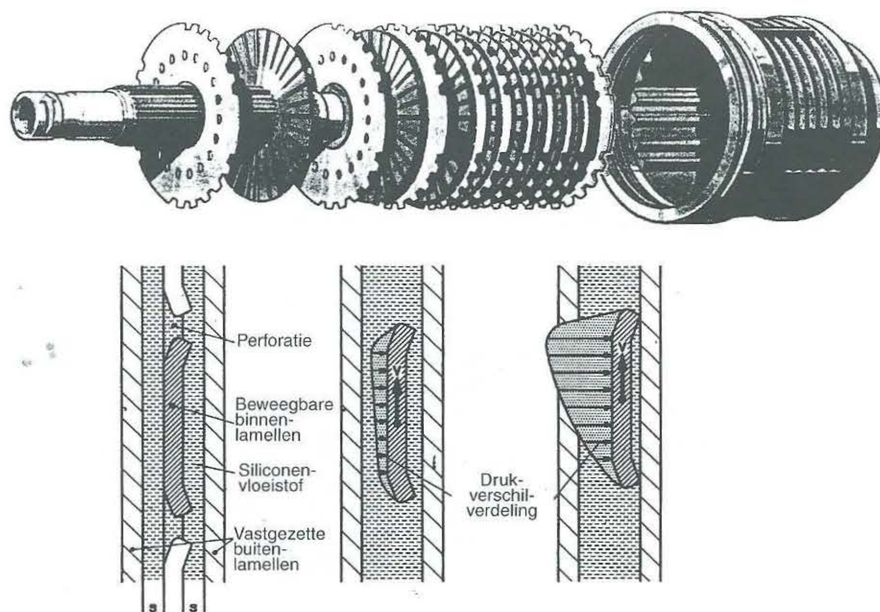
De lamellen moeten om-en-om worden geplaatst, dus binnen-buiten-binnen enz. De wrijvingswaarden gelden voor lamellen met een molybdeenlaag die een hogere wrijvingswaarde hebben dan stalen lamellen.



Afb. 21.12. De wrijve ten- en binnenlamelle vende werking.

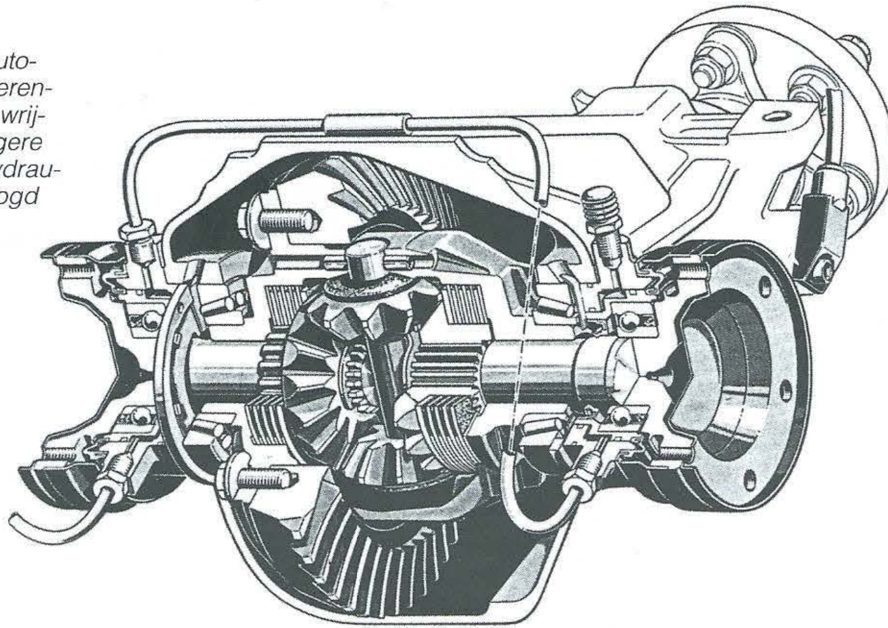
21.9 Moderne wrijvingsdifferentieels

Op het principe van de interne wrijving in een stelsel van cilindrische tandwielen berust de werking van het Torsen-wrijvingsdifferentieel. Vanwege de geringe inbouwruimte wordt deze vaak als



Afb. 21.12. De wrijvende werking van de viscokoppeling berust op vloeistofwrijving tussen de buiten- en binnenlamellen. Het aantal lamellen en de vloeistofvulling bepalen het verloop van de wrijvende werking.

middendifferentieel bij vierwielaangedreven voertuigen toegepast en remt daar de tussenaandrijving bij ongelijke wrijvingsverhoudingen tussen voor- en achteras. Bovendien zorgt ze voor toerentalcompensatie en verhindert bepaalde spanningen. Ook kan ze als wrijvingsdifferentieel in een eindaandrijving worden gebruikt, waarbij wordt gestreefd naar een wrijvingswaarde van ongeveer 40%. Het Torsen-differentieel werkt koppel-afhankelijk en dankt aan deze eigenschap ook de naam (TORque SENsing Differential). Door de soepel aangrijpende werking, die men met het gas goed kan doseren, wordt het rijgedrag positief beïnvloed.
Uit de vierwielaandrijvingstechniek stamt eveneens de viscokoppeling. Daarbij draaien de lamellen in een met een taaie vloeistof gevulde behuizing (siliconen). De wrijvende werking tussen de lamellen wordt in hoge mate door schuifspanningen bepaald. Visco-differentieels hebben meer inbouwruimte nodig dan Torsendifferentieels, maar kenmerken zich door een even soepele werking.
Nog efficiënter dan deze zelfstandig werkende wrijvingsdifferentieels functioneren de elektronisch geregelde uitvoeringen. Deze, met de aanduiding ASD (Automatisches Sperrdifferential), heeft Mercedes voor het eerst op de markt gebracht. Andere autoproducenten zijn inmiddels gevolgd. Het gaat daarbij in principe om een gelijke constructie als een lamellendifferentieel, met dien



Afb. 21.13. Bij een automatisch wrijvingsdifferentieel (ASD) wordt de wrijvende werking bij lagere snelheden elektro-hydraulisch tot 100% verhoogd

verstande dat de lamellen ook nog een hydraulisch kunnen worden bekrachtigd. Voor de elektronische regeling van de hydrauliek worden de wielrotatiesignalen van de ABS gebruikt. Melden deze toerentalverschillen tussen links en rechts, dan worden de lamellenkoppelingen onder druk gezet. Zo kan een 100% wrijvingswaarde worden bereikt. Deze is echter alleen in het onderste snelheidsbereik actief (tot circa 40 km/h); daarboven werkt ze als een normaal wrijvingsdifferentieel met een waarde van 35%. Behalve deze elektro-hydraulische wrijvingsdifferentieels worden elektromagnetische uitvoeringen met een praktisch overeenkomstige werking toegepast.

22 Enige praktische tuning-voorbeelden

In de navolgende hoofdstukken geven we tuning-voorbeelden aan de hand van diverse automodellen. Vanzelfsprekend kunnen de veranderingen niet tot in detail beschreven worden en ook kunnen niet alle automodellen aan de beurt komen. Maar voor de niet-beschreven modellen kunt u door een zorgvuldig bestuderen van de voorgaande hoofdstukken toch allerlei zaken op het gebied van motor- en onderstel-tuning bedenken.

Gaat u tot de uitvoering over, dan is enige ervaring met het werken aan auto's wel gewenst. Leer eerst uw auto goed kennen. Zorg dat u over de nodige gegevens beschikt. Deze zijn te vinden in de fabrieksdocumentatie of de Vraagbaak van Kluwer. Ook het inwinnen van adviezen bij tuning-bedrijven of de technische afdelingen van de importeur kan van tijd tot tijd nodig blijken.

Bij het doornemen van de volgende hoofdstukken moet het duidelijk zijn dat een aantal tuning-maatregelen al achterhaald zijn, doordat de ontwikkelingen in de serieproduktie (technische verfijningen of andere modellen) deze in principe overbodig hebben gemaakt. Afgezien daarvan hebben fabrikanten inmiddels ook onderkend dat met de individualisering van de auto ook door hen extra inkomsten te verwerven zijn. BMW kent de M-modellen, Mercedes heeft AMG hiervoor overgenomen en zo zijn er meer voorbeelden te noemen. In deze gevallen worden aangepaste motoren en onderstellen af fabriek geleverd.

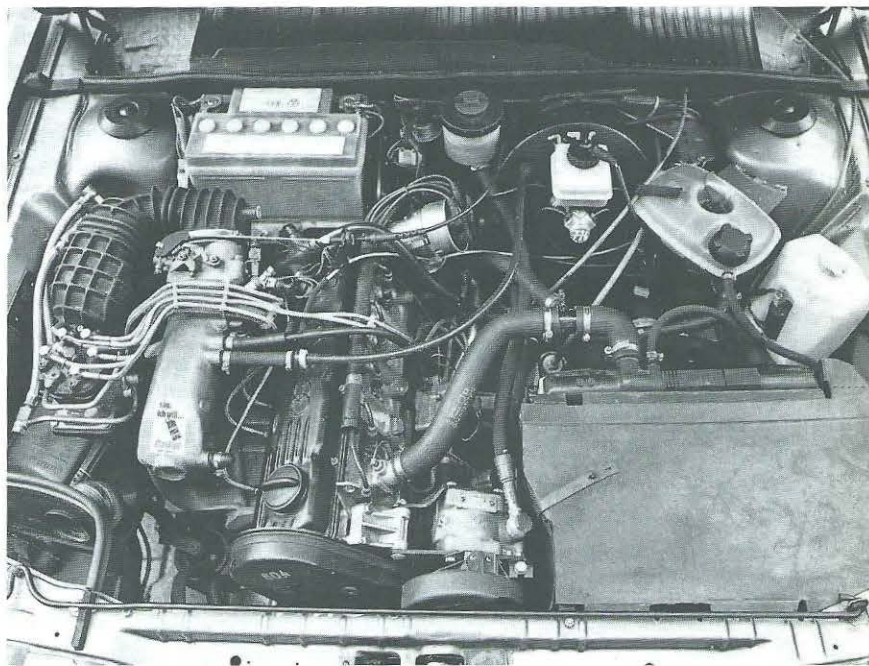
Vaak komt men voor de vraag te staan welk type uit de modellenserie het beste voor tuning in aanmerking komt. Veel moeite kan worden bespaard door meteen de snelste uitvoering aan te schaffen. Voor relatief weinig extra geld ontvangt men een veel krachtiger model. In de oorspronkelijke Duitse uitgave van dit boek stonden - uiteraard - veel grote Duitse modellen beschreven. Wij hebben ervoor gekozen ook wat aandacht te besteden aan relatief meer gangbare auto's die in de Benelux nogal eens voor tuning worden uitverkoren. U zult ook namen van tuners en andere specialisten tegenkomen.

De uitgever van en medewerkers aan dit boek aanvaarden geen enkele aansprakelijkheid voor mis-tuning of andere conflicten. Het is puur een naamsvermelding en deze houdt verder geen aanbeveling in.

23 Audi: een interessant tuning-object

23.1 Inleiding

Geen enkel ander Duits merk dan Audi heeft de afgelopen jaren een positieve imagoverschuiving te zien gegeven. Daarvoor is een aantal redenen aan te geven, waaronder deelname in een aantal takken van autosport. In het wereldkampioenschap rally's behaalde de oer-Quattro de ene na de andere overwinning, in de Amerikaanse IMSA-GTO-klasse werd er deelgenomen door een afgeleide versie van de 80 Quattro en publiciteitstechnisch was deelname met de V8 aan het DTM (Deutsche Tourenwagen Meisterschaft) een succes.



Afb. 23.1. Vermogen door cilinderinhoud: Nothelle en Oettinger bereiken bij de 2,3 liter-vijfcilindermotor door het monteren van een speciale krukas met 92,8 mm slag een slagvolume van 2,5 liter en een vermogen van 119 kW (160 pk)

Parallel met de resultaten in de wedstrijdsport heeft het aanbod aan normale voertuigen voor de openbare weg zich ontwikkeld. Audi kent op het ogenblik een uiterst aantrekkelijk gamma van diverse modellen dat er niet alleen aantrekkelijk uitziet, maar ook technisch op een zeer hoog niveau staat. Sinds 1991 heeft Audi een serie die er zeer sportief uitziet, de S-modellen: S2 Coupé, S2 Avant en de sedan op basis van de Audi 80 Quattro en de S4 op basis van de Audi 100 Quattro. Alle S-modellen hebben de 2,22 L-vijfcilinder-turbomotor met vier kleppen per cilinder en 171 kW (230 pk) met daarbij de vierwielaandrijving en een sportieve afstemming van het onderstel inclusief de meest geschikte banden.

Afgezien van de S-modellen, die als sportieve variant natuurlijk goed gemotoriseerd zijn, bieden ook de overige Audi-modellen met vijf- of zescilindermotor een goede basis voor prestatieverbetering. Zelfs de achtcilinder werd door Oettinger onder handen genomen, waarbij de cilinderinhoud werd vergroot: door de ontwikkeling van de Audi V8 met 4,2 liter-motor is deze maatregel al weer achterhaald.

23.2 De 2,3 liter-vijfcilindermotor

In het verleden was de vijfcilinder-lijnmotor, die ook de basis vormt van de S-modellen, een geliefd tuning-object. Omdat deze motor nog in talloze oudere Audi-modellen te vinden is, maar ook in de meer recente, zijn de voor dat type ontwikkelde tuning-kits nog altijd zeer geliefd.

Overigens hebben we het hier dan over tuning in de klassieke zin, waarbij slagvolumevergroting en maatregelen ter verbetering van de vulling met elkaar worden gecombineerd. Als voorbeeld noemen we de 2,5 liter-versie van de tuner Rolf Nothelle. Door montage van een speciale krukas met 92,8 mm slag, met speciaal daarvoor ontworpen zuigers met een korte mantel en geringe compressiehoogte en dienovereenkomstig lange drijfstangen, wordt bij gelijkblijvende boring (82,5 mm) een slagvolume van net 2,5 liter bereikt. Deze vermogensverbeterende maatregelen worden afgerond door een bewerking van de in- en uitlaatkanalen, kleppen, klepzittingen alsmede de montage van een geoptimaliseerde nokkenas in combinatie met een speciaal uitlaatspruitstuk (drie pijpen). Het resultaat van de modificatie is ongeveer 123 kW (165 pk) en een maximumkoppel van 210 Nm bij 4000 1/min.

Ook bij Oettinger gold de vijfcilinder als een geschikt tuning-object. De Oettinger-set NG-2500 E/5 S-Kat toont alle wezenlijke ingrepen. Ook hier wordt een krukas met een langere slag (94,5 mm)

toegepast. Bij gelijkblijvende boring (82,5 mm) ontstaat een slagvolume van exact 2526 cm^3. Vanwege de lange kruktappen van de krukas moet het carter worden nabewerkt. Verder wordt deze installatie gekenmerkt door gesmede zuigers, een bewerkte cilinderkop met grotere kleppen (41/35 mm voor inlaat/uitlaat, standaard 40/33), een nokkenas met gewijzigde openingstijden en mechanische stoters in plaats van de hydraulische exemplaren. De compressieverhouding bedraagt 10,0:1. Voor een betere spoeling zorgen een bewerkt inlaatsysteem en een ander driepijpsuitlaatspruitstuk. Een aangepast inspuitsysteem, bougies met een hogere warmtegraad en een oliekoeler vullen de hiervoor genoemde maatregelen aan. Het vermogen van de Oettinger-vijfcilinder ligt op 127 kW (170 pk) bij 5900 1/min, het maximumkoppel bedraagt 230 Nm bij 4400 1/min. Dit is 20 procent meer dan de standaardwaarde (190 Nm).

23.3 Audi-V6

De Audi-zescilinder is als comfortabele en vermogende krachtbron inmiddels in alle modellen van de 80- en 100-serie te vinden. Deze motor wordt met 2,6 en 2,8 liter slagvolume geleverd. Omdat de 2,8 liter-motor met 130 kW (174 pk) de krachtigste is en ook eerder op de markt verscheen, zijn vooral hiervoor veel tuning-kits ontwikkeld. Maar ook de 2,6 liter (112 kW/150 pk) die iets eenvoudiger ontworpen is, vormt een goede basis voor tuning. Door klassiek tunen, krijgt de 2,8 liter een maximumvermogen van rond de 147 kW (200 pk), waardoor de rijprestaties van de desbetreffende Audi-modellen weliswaar niet met sprongen vooruit gaan, maar wel duidelijk verbeteren. De topsnelheid zal met ongeveer 10 km/h toenemen en de acceleratietijd tot 100 km/h zal 1 s korter zijn. Een voorbeeld hiervan is het recept van de Duisburgse firma Dennert, die zich in de atmosferisch aanzuigende Audi-motoren heeft gespecialiseerd.
Kenmerk is handmatig vakmanschap van dit tuning-bedrijf dat de 90 graden V6-motor met ongeveer 20 kW extra op 150 kW (200 pk) moet brengen. De inlaatkanalen en de uitlaatkanalen worden groter gemaakt en gepolijst, klepzittingen gemodificeerd en de kleppen aangepast op een betere gasstroming. Door het vlakken van de cilinderkop wordt een verhoging van de compressieverhouding tot 10,3:1 bereikt (standaard 10,0:1).
In de kop zijn twee speciale nokkenassen gemonteerd met gewijzigde openingstijden en een grotere lift. Met gewijzigde ontstekings- en inspuitelektronica ontstaat 150 kW bij 5800 1/min en een

maximumkoppel van 275 Nm bij 4000 1/min. Bij andere tuningbedrijven kan men deze werkzaamheden ook laten uitvoeren.

23.4 De vijfcilinder-turbomotor

In de sportieve S-modellen huist de vijfcilinder-turbomotor, die toch wel tot de meest vooruitstrevende motoren behoort. De oorspronkelijk uit de 223 kW sport-Quattro stammende vierklepper biedt een uitstekende basis voor ingrijpende maatregelen. Voorts vormt het een schoolvoorbeeld voor turbo-tuning.

De firma Schmidt Motorsport (SMS) uit Cadolzburg heeft zich dan ook met de ombouw van de Audi S4 'Revo' bemoeid. Na de nodige werkzaamheden levert de vijfcilinder-turbo 226 kW (303 pk) bij 6700 1/min, hetgeen bij ongewijzigd slagvolume (2,22 liter) een specifiek vermogen betekent van 101 kW/L (136,1 pk/L).

Bijzondere aandacht wordt dan besteed aan de uitlaatzijde van deze vierklepper. De standaard toegepaste turbocompressor (die relatief klein is) wordt omgewisseld tegen een grotere KKK K024. Deze bevindt zich in het nieuw ontwikkelde spruitstuk. De grotere turbo levert onder 1,4 bar druk het nodige gasmengsel (standaard 1,03 bar). Met name het koppel profiteert van deze druktoename. De toch niet zwakke standaardmotor levert 350 Nm bij 1950 1/min, de Revo heeft 390 Nm bij 2200 1/min ter beschikking.

Het toepassen van een grotere turbocompressor vereist vanzelfsprekend een complete herziening van de elektronica-software. Uitgebreide proefstandtests met nieuw ontwikkelde ontstekingskenvelden zijn voor deze vermogensverbetering verantwoordelijk. Tot de ombouw behoort ook nog een uitlaatsysteem met weinig tegendruk. De testrijders van 'Auto Motor und Sport' accelereerden met de Audi S4 Revo van 0 tot 100 km/h in slechts 5,8 seconden. Daarmede is deze getunede Audi een seconde sneller dan de standaardversie. De topsnelheid bedroeg 260 km/h (standaard 241).

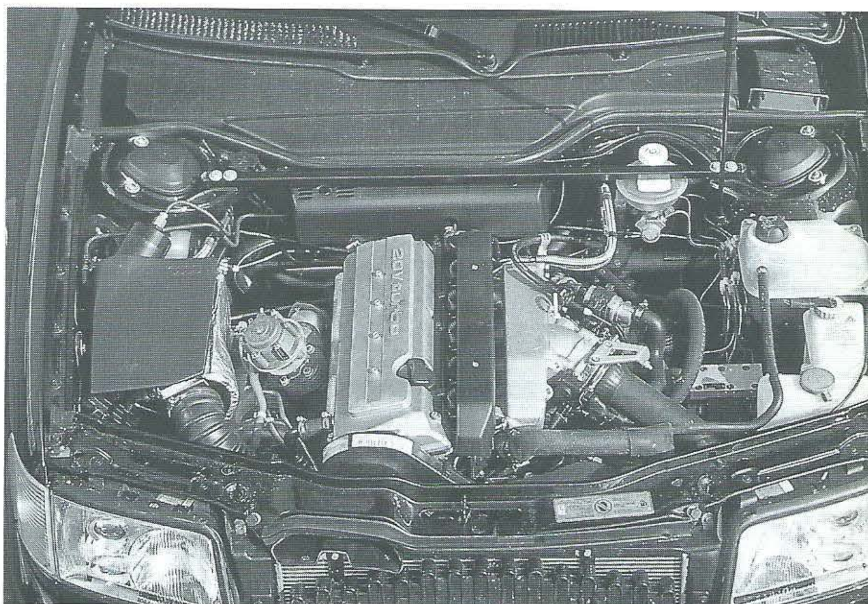
De Schmidt Revo heeft een 35 mm verlaagde carrosserie met stijvere veren en 8,5J x 17 velgen met 235/40 ZR 17 banden. Naar wens is de SMS-Audi ook met 18 inch-wielen leverbaar.

Een dergelijke ombouw is ook voor de S2 Coupé denkbaar. Hierbij wordt de turbodruk op 1,3 bar begrensd met een iets anders geprogrammeerde elektronica. Het resultaat is 213 kW (286 pk) bij 6050 1/min.

Willi Bergmeister (Langenfeld, Düsseldorf), voormalig Europees toerwagenkampioen met een Audi 80, biedt op basis van de S2 eveneens een kit aan met 209 kW (280 pk). Hij past een grotere turbo toe (KKK K024), een gewijzigd motormanagementsysteem

Afb. 23.2. Door h... teren van een gro... bocompressor, e... laatsysteem met ... geringere tegend... mede een aanpa... van de motorelek... kan bij de 2,2 L-v... der-turbomotoren ... Audi S2 en S4 he... gen boven de 22... (300 pk) komen

Afb. 23.2. Door het monteren van een grotere turbocompressor, een uitlaatsysteem met een geringere tegendruk alsmede een aanpassing van de motorelektronica kan bij de 2,2 L-vijfcilinder-turbomotoren van de Audi S2 en S4 het vermogen boven de 225 kW (300 pk) komen



en een andere luchtfilterbehuizing. De op die wijze geprepareerde S2-vijfcilinder levert 209 kW bij 5800 1/min, het maximumkoppel bedraagt 335 Nm bij 2200 1/min. Met een gewijzigde uitlaat kunnen daar nog zo'n 7 kW bijkomen.
Tuner Abt uit Allgäu is een van de meest actieve op Audi-gebied en levert voor praktisch elke Audi de nodige zaken. De nadruk ligt ook hier weer op turbo-tuning. Door een aanpassing van het motormanagementsysteem en de turbodrukregeling wordt het vermogen op 194 kW (260 pk) gebracht. De speciale Abt-nokkenassen met een grotere lift leveren nog eens 15 kW meer. Dit is uiteraard ook in de prijs te merken. Deze set is ook voor de S2 leverbaar. Zeer omvangrijk is het Abt-aanbod in weggligingsverbeterende maatregelen, zoals strak afgeveerde onderstellen met lichtmetalen velgen naar Abt-ontwerp tot de maat 8J x 18.
Bij deze gelegenheid nog een enkele opmerking over het enorme aanbod aan speciale velgen en banden. In de meeste gevallen is het voldoende de speciaal door de fabriek voor de Audi 80 en Audi 100 geleverde lichtmetalen velgen te monteren. Deze zijn verkrijgbaar in de maat 7J x 15 met banden 205/60 R 15 voor de Audi 80 of 215/60 R 15 voor de Audi 100. Liefhebbers kunnen overigens S2-maten toepassen: 205/55 R 16 op 7 of 7,5 inch-velgen. Nog bredere banden leveren niet echt veel voordeel, maar eerder nog nadelen, zoals minder goed gedrag bij rechtuit rijden, een lagere topsnelheid door de slechtere aërodynamica en een aanzienlijk slechter comfort. Bij de Audi S2, S4 en V8 is de grens 8J-velg met

235/40 R 17-band. Groter betekent nog meer nadelen, waaronder ook financieel. De inmiddels in omloop zijnde 18 inch-wielen presteren, voor wat rijdynamische aspecten betreft, weinig in het dagelijks verkeer, omdat de mogelijke grenzen op een zodanig hoog niveau liggen, dat een bestuurder met verantwoordelijkheidsbesef daar niet aan toe komt.

24 Mini en Cooper: een goede combinatie

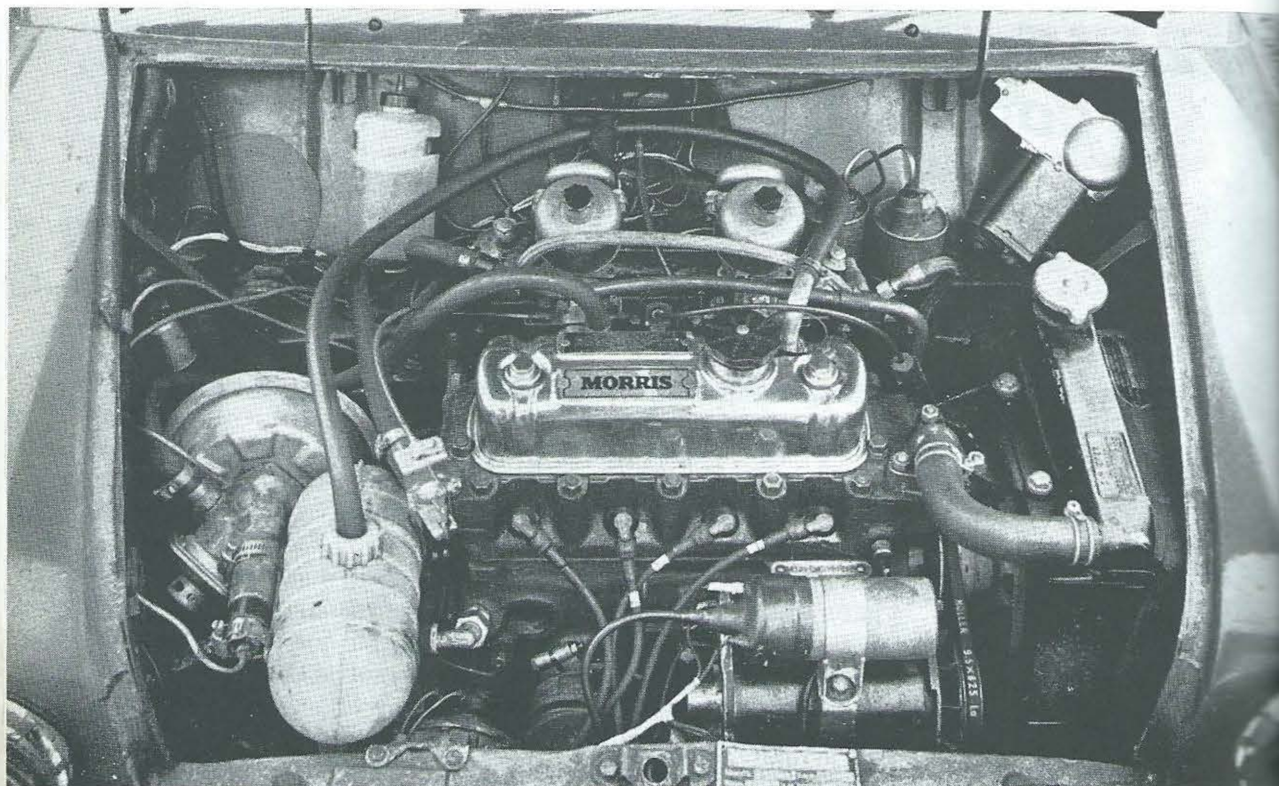
24.1 Inleiding

Onder de paraplu van het eens zo grote Engelse auto-imperium BLMC (British Leyland Motor Corporation) schuilden en gedijden verschillende autofabrieken. Enige werden ook wat bekender op het continent. De belangrijkste waren Austin en Morris die begin jaren zestig de Mini ten tonele voerden. Britten zouden geen Britten zijn als zij uit de meest burgerlijke auto geen sportief model wisten te creëren. Zo geschiedde dit ook met de Mini met hulp van John Cooper, op dat moment een succesvol bouwer van Formule 1-racewagens. Hij bouwde overigens de eerste Formule 1 met de motor achterin.

Na de basis-Mini verscheen ook nog de Metro. De Mini werd tot dat moment aangedreven door de basis A-serie-motor; de Metro had de A-Plus.

De Leyland A-serie is een conventionele viercilinder met onderliggende nokkenas. Verschillende combinaties van boring en slag geven diverse slagvolumes. Verder is het basisconcept op het eerste gezicht niet echt geschikt voor tuning. Zie bij voorbeeld het in- en uitlaatgedeelte. In al die decennia is er dus ook voldoende tijd geweest deze motor te ontwikkelen. Het resultaat is dat er in veel gevallen benzine-inspuiting wordt toegepast en dat er ook cilinderkoppen met vier kleppen per cilinder voor de A-serie zijn ontworpen. Bij een relatief conventionele tuning ligt de grens van het specifiek vermogen bij ongeveer 40 kW/L (50 pk/L).

Een van de meest geliefde en wellicht ook het best voor tuning geschikte versies is de 1300 cm^3-uitvoering. Niet zozeer het originele Mini-Cooper 'S' blok, maar dat van de A-Plus. Aan de eerste heerst een gebrek en de tweede is volop verkrijgbaar.



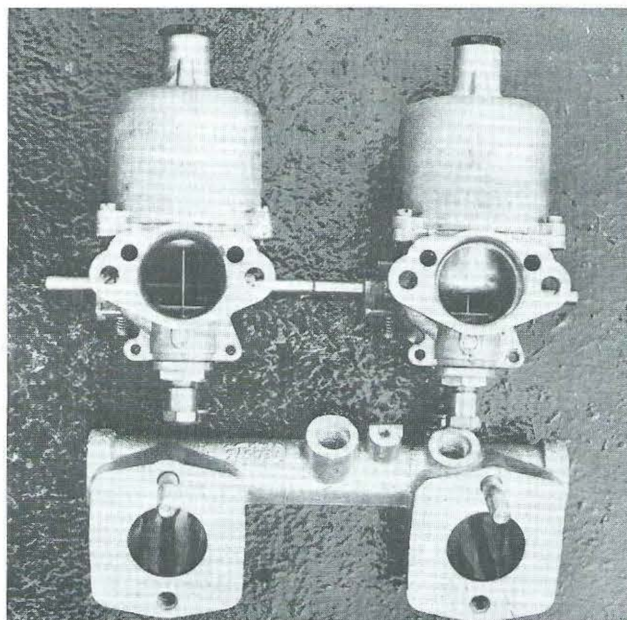
Afb. 24.1. De motorruimte van de Mini Cooper S is tamelijk volgepropt. Naast de rembekrachtiger is een catch-tank voor de carterontluchting geplaatst, hetgeen voor wedstrijden is voorgeschreven. Dit voorkomt dat er olie op de baan komt.

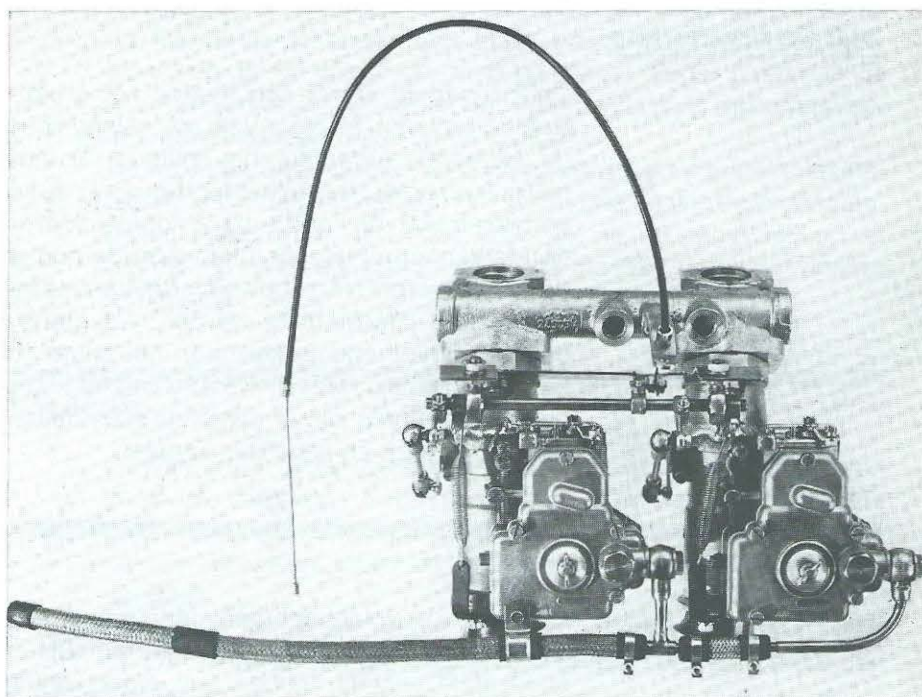
Overzicht van de diverse motoren:

Motor	Cilinder-inhoud (cm^3)	Max. vermogen (kW/min)	Boring x slag (mm)	Carburateur	Compressie-verhouding (:1)
850	848	25/5500	62,9 x 68,2	SU HS4	8,3
1000	998	31/5250	64,6 x 76,2	SU HS4	10,3
Mini-Cooper 1300	1275	45/5500	70,6 x 81,3	SU HS4	9,75
Mini 1.3i	1275	39/5000	70,6 x 81,3	Monopoint-inspuiting Rover/Bosch	9,75
Mini-Cooper 1.3i	1275	47/5700	70,6 x 81,3	Monopoint-inspuiting Rover/Bosch	9,75

Afb. 24.2. Ee installatie me carburateurs send inlaatsp voor alle A-se te gebruiken

Afb. 24.2. Een dergelijke installatie met twee SU-carburateurs en een passend inlaatspruitstuk is voor alle A-serie motoren te gebruiken





Afb. 24.3. Voor een deel werden de Cooper S-motoren met split-Webers uitgerust, die wat meer vermogen leverden dan de SU's

24.2 De diverse mogelijkheden

Het is uiteraard mogelijk door verschillende combinaties van krukassen, drijfstangen, zuigers en cilinderboringen nog andere cilinderinhouden te realiseren. Op basis van het A-Plus-blok zijn de navolgende tamelijk gangbaar: 1293, 1310, 1340, 1380, 1430, 1450 en 1480 cm^3. Hiervan is de 1380 cm^3-versie populair te noemen; de boring bedraagt 73,5 mm. Omdat het A-Plus-blok wat ruimer bemeten is, verdient deze de voorkeur. Wordt er nog een hogere belasting verwacht, dan kan het beste uitgekeken worden naar het blok van de Metro Turbo. Het verdient aanbeveling de krukas van extra olieboringen te voorzien; doet men dit niet dan is het beter onder de 7000 1/min te blijven. De oliepomp van de Metro Turbo heeft een hierbij passende opbrengst. Het monteren van gesmede zuigers met smalle zuigerveren is van belang. Hepolite Powermax en Cosworth zijn de namen die men hierbij dient te onthouden. Een langere slag maakt het monteren van grotere kleppen en nokkenassen met een grotere lift noodzakelijk.

24.3 De cilinderkop

De cilinderkop vormt nog steeds het grote struikelblok bij de A-serie-motoren. Er zijn al vele oplossingen bedacht. Hierbij vormt de achtpoorts Arden-kop het optimum. Standaard is de kop van gietijzer en heeft twee inlaatpoorten die in de kop naar de cilinders vertakken. Aan de hand van het hoofdstuk over het bewerken van cilinderkoppen en kleppen kan men de nodige werkzaamheden (laten) uitvoeren. Na de bewerking dienen de verbrandingsruimten nauwkeurig uitgeliterd te worden. Als grens van de maximale compressieverhouding kan men het beste 10,25:1 aanhouden. Zonder enig risico kan er 1,5 mm van de kop gevlakt worden. Bij de diverse tuners zijn er complete cilinderkoppen leverbaar met grotere kleppen en gepolijste kanalen.

24.4 Carburateurs

Ook hier is er voldoende geëxperimenteerd, ook door de fabriek. Standaard zijn de Mini's voorzien van SU-carburateurs en de allerlaatste versies hebben een monopoint-inspuitsysteem. De fabriek monteerde voor de wedstrijdversies op een gegeven moment de split-Webers. Voor normaal straatgebruik zijn twee SU's

meer dan voldoende. Uiteraard dient de juiste grootte gekozen te worden met de juiste sproeiernaald. Ook kan er ruime aandacht worden besteed aan de inlaat-en uitlaatspruitstukken. Het meeste vermogen geeft het RC40-uitlaatsysteem.

24.5 Het drijfwerk

Vanzelfsprekend kan het drijfwerk uitgewogen en uitgebalanceerd worden. Voor lichte vormen van tuning is dit overigens niet noodzakelijk. Het moderne A-Plus-blok en drijfwerk komt in grote lijnen overeen met de oude Cooper S. Nabewerking van genoemde onderdelen is in veel gevallen overbodig. Uiteraard dient de krukas met het vliegwiel uitgebalanceerd te worden als laatstgenoemde lichter gemaakt is (tot 2,5 kg). Als men de cilinderboring vergroot, wordt het blok wel wat zwakker. Lees hiervoor de desbetreffende hoofdstukken van dit boek nog eens zorgvuldig door.

24.6 Nokkenassen en klepbediening

In de loop der jaren zijn er ontelbare soorten nokkenassen voor de A-serie verschenen. Voor milde wegconversies tot full-race. Voor gebruik op straat kan men beter niet verder gaan dan de rally-nokkenassen. Deze hebben een lichthoogte van ongeveer 6,3 mm en redelijk milde openingshoeken.
De tuimelaars van geperst staalplaat dienen door gegoten exemplaren te worden vervangen. Het lichter maken van eerstgenoemde is uiteraard uit den boze. Let ook op de combinaties met betrekking tot de stelschroeven. Deze moeten eventueel worden aangepast.

24.7 Het rijdend gedeelte

De Mini wordt gekenmerkt door onafhankelijke wielophanging en voorwielaandrijving. Exemplaren met Hydrolastic-vering dient men te vermijden. De rubbervering met schokdempers geniet dus de voorkeur. Koni, Spax en Bilstein leveren de nodige sportieve dempers.
Uitgebreid is ook de keuze in velgen. Standaard was 10 inch (3,5J), aanbevolen wordt niet breder te gaan dan 5J, omdat dan de levensduur en belasting van de lagers in het geding komen. Sinds 1984 worden 12 inch-velgen gemonteerd met banden

145/70 R 12. Voor straatgebruik hoeft men niet verder te gaan dan 6 inch breed met banden 165/60 R 12. Ook met een velgdiameter van 13 inch kan een band 175/50 R 13 worden gemonteerd. Dus ook hier een grotere velgdiameter gecombineerd met een band met een lagere hoogte/breedteverhouding, in dit geval een 50-serie.
Uiteraard kunnen de wisselbak en de eindaandrijving hierop worden aangepast. Vroeger waren er diverse overbrengingsverhoudingen voor de Mini leverbaar. Tegenwoordig kennen we een vijfbak, ontwikkeld door de firma Jack Knight Developments Ltd. (JKD).

Wisselbak	Standaard	Vijf overbrengingstrappen (JKD)		
1e-trap	3,647	2,315	2,240	2,165
2e-trap	2,185	1,568	1,568	1,568
3e-trap	1,425	1,195	1,195	1,195
4e-trap	1,0	1,0	1,0	1,0
5e-trap	-	0,955	0,955	0,955

De eindaandrijving van de Mini is relatief lang (3,11:1 of 3,21:1). Ook zijn er kortere overbrengingen leverbaar (3,27:1 of 3,44:1). Voor straatgebruik kan men beter geen wrijvingsdifferentieel monteren.

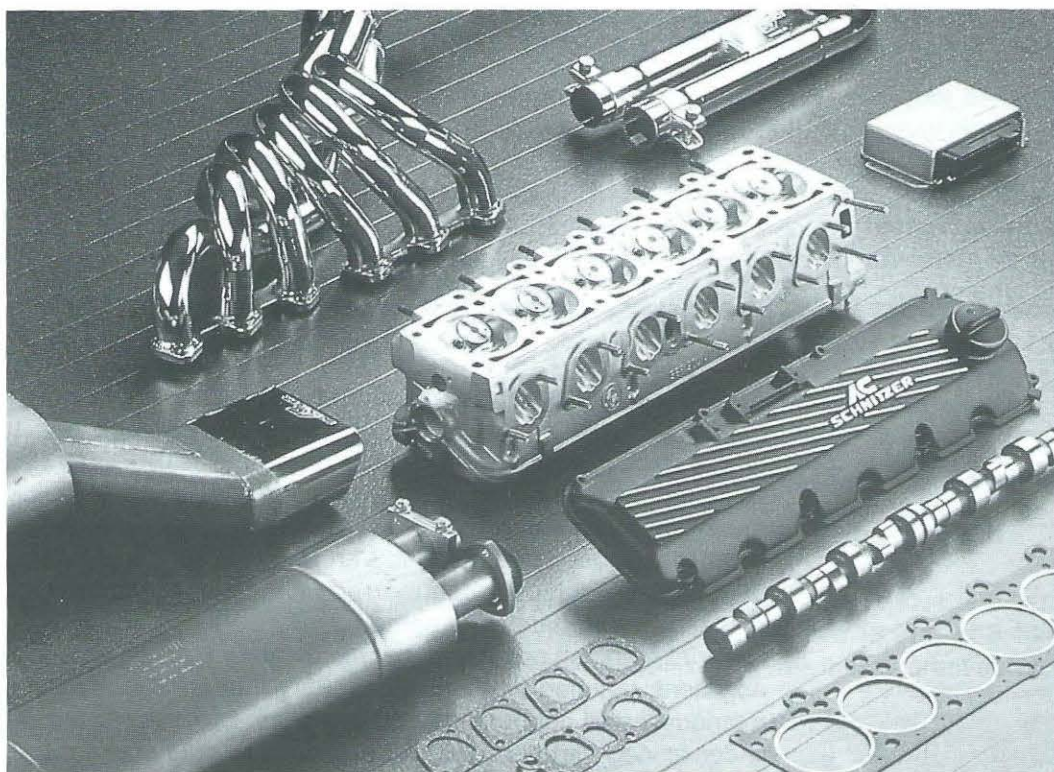
25 BMW: van huis uit al sportief

25.1 Inleiding

Alhoewel BMW zonder meer al tot de sportieve merken wordt gerekend, worden de auto's van dat merk vaak ook nog als tuning-object gebruikt. Dat was al het geval met de 02 (1602, 1802, 2002) en deze tendens heeft zich doorgezet naar de huidige modellen. Alhoewel BMW een sportafdeling heeft waar speciale sportieve modellen (M-serie; M3 en M5) worden geproduceerd, heeft dit geen afbreuk gedaan aan de wens de meer normale typen nog eens onder handen te nemen.
Hier ziet men dan ook dat met name de meer krachtige modellen nog eens getuned worden: 325i, 535i, 750i en 850i, zijnde de topmodellen uit hun respectievelijke series. Ook toen de twaalfcilinder er nog niet was, kwam de 735i veelvuldig voor tuning in aanmerking. Dit zal overigens ook binnenkort het geval zijn met de recente achtcilinder 540i en 740i.
Omdat veel specialisten zich met BMW bezighouden, loont het om zorgvuldig het aanbod te bestuderen.

25.2 De 2,5 liter-zescilinder met twee kleppen per cilinder

De kleine BMW-zescilinder (M20) is al goed van vermogen voorzien. Toch is het relatief eenvoudig om deze goed geconcipieerde motor meer vermogen en koppel te laten ontwikkelen. Standaard levert deze (met katalysator) 125 kW (170 pk) bij 5800 1/min en een maximumkoppel van 222 Nm. Dat zijn al betere waarden dan verschillende vierkleppers uit het verre oosten kunnen ophoesten. Omdat de motor ontworpen is voor de vroegere normale benzine (91 RON), dus voor de huidige Euro loodvrij (95 RON), biedt de standaard-compressieverhouding van 8,8:1 de nodige mogelijkheden. Wij denken dan aan 10,0:1. Op die manier, in combinatie met de volgende maatregelen, kan het vermogen naar ruim 140 kW gebracht worden:
– speciale cilinderkop met bewerkte kanalen en kleppen;



Afb. 25.1. Circa 15 kW meer levert deze cilinderkop van Schnitzer voor de 2,5 liter-zescilinder met twee kleppen per cilinder. Hiermee komt het vermogen op het niveau van de vierklepper.

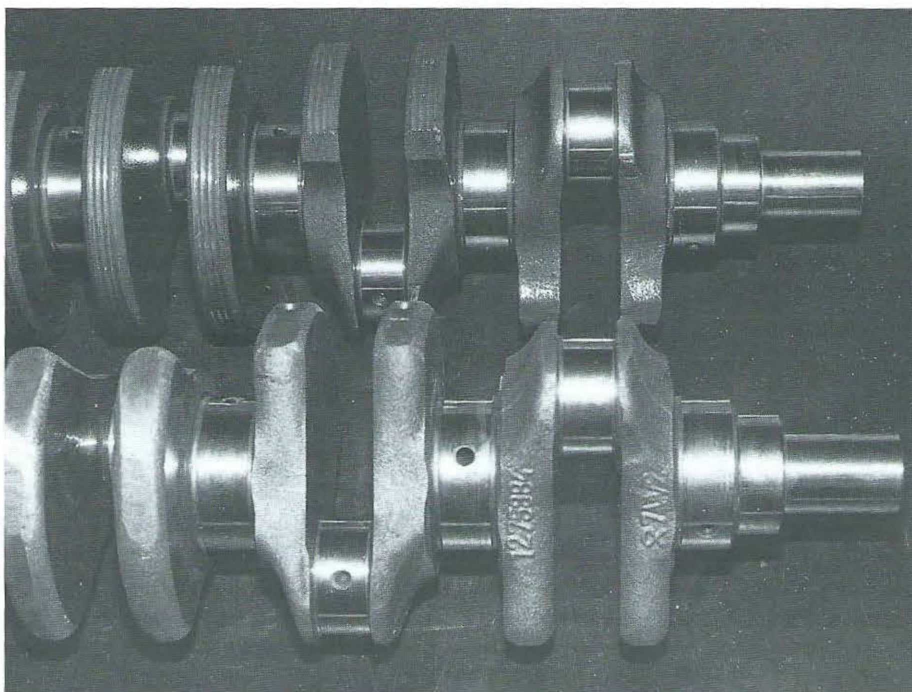
- de reeds eerder genoemde hogere compressieverhouding;
- speciaal uitlaatsysteem.

Schnitzer biedt een dergelijke kit aan. Meer ingrijpend is een slagvolumevergroting. Dit kan gebeuren door middel van toepassing van de gesmede krukas van de diesel, maar dan wel in combinatie met speciale zuigers. De dieselkrukas ontwikkelt een slag van 81 mm (normaal 75 mm), hetgeen resulteert in 2693 cm^3. Dit levert niet alleen meer vermogen (tot ongeveer 153 kW), maar juist meer koppel.

Alpina noemt bij een dergelijke ombouw (B3) 152 kW bij 6000 1/min en een maximumkoppel van 265 Nm bij 4800 1/min. Bijzonder lichte Mahle-zuigers met squish-randen worden gemonteerd en de verbrandingsruimten worden uitgeliterd op een compressieverhouding van 9,8:1. Een nokkenas met een grotere openingshoek (268 graden in plaats van 256) en een grotere slag (10,7 in plaats van 10,25 mm) zorgen voor meer vulling in het hogere toerengebied. Een aanpassing van het motormanagement (Bosch

Afb. 25.2. Voor ee
dieselkrukas (ond
opleveren.

25.3 De 2,5 lit



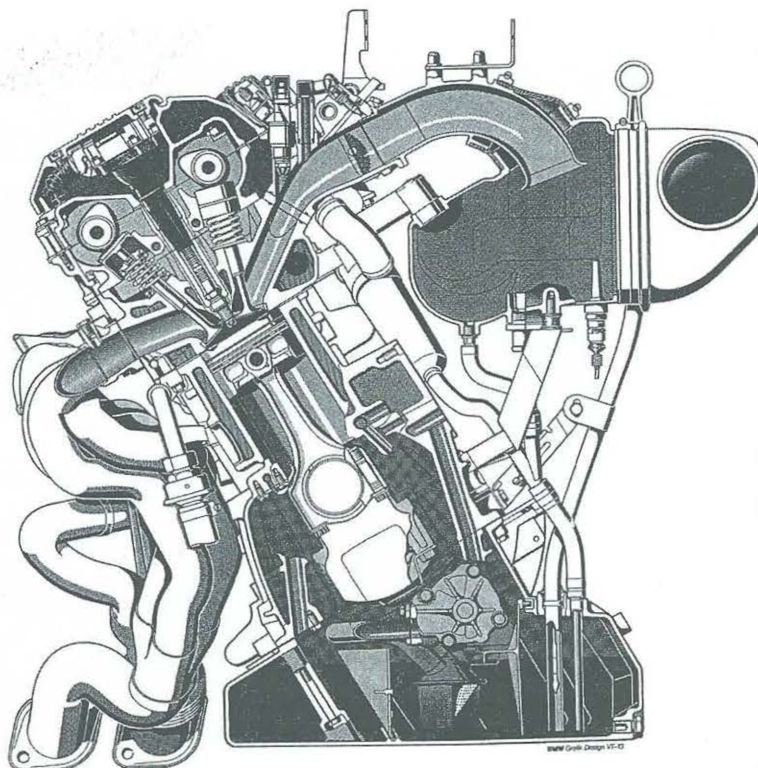
Afb. 25.2. Voor een slagvolumevergroting zijn krukassen met een langere slag nodig. De gesmede dieselkrukas (onder) heeft een slag van 81 mm (+6 mm). Dit kan ongeveer 2,7 liter cilinderinhoud opleveren.

Motronic M1.3), een speciaal uitlaatspruitstuk en een weerstandsarme metaalkatalysator ronden de ingreep af. Ook Hartge en Schnitzer leveren deze motoren. In Nederland kan men terecht bij Kok Motorsport (Joop Kok) in Amstelveen.

25.3 De 2,5 liter-zescilinder met vier kleppen per cilinder

Aan het begin van de jaren negentig werden de vierkleppen-per-cilinder-versies geïntroduceerd met de aanduiding M50 (tweeliter) en M52 (2,5 liter). Deze volgden de tweekleppers in de 3- en 5-serie op. Alhoewel de motor op hetzelfde cilinderblok is gebaseerd, zijn er toch wezenlijke verschillen. Zo is de kettingaandrijving gewijzigd, waardoor de dieselkrukas niet zonder meer kan worden toegepast.
De 2,5 liter-motor heeft standaard al een vermogen van 141 kW (192 pk) bij 5900 1/min en een maximumkoppel van 245 Nm bij 4700 1/min. Deze motor schaart zich dan bij die exemplaren

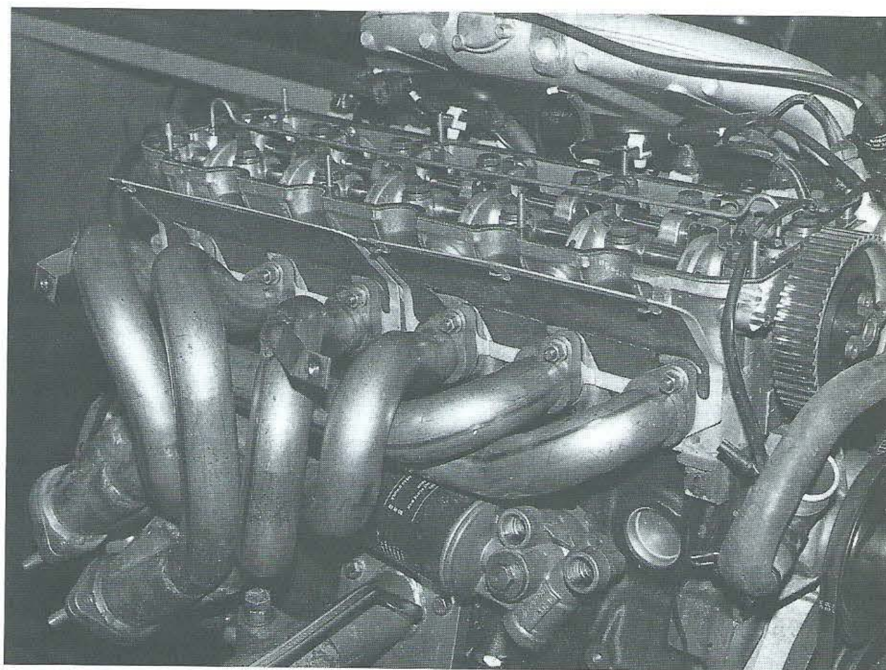
Afb 25.3. De nieuwe M3-motor is gebaseerd op de kleine BMW-zescilinder. De gedeelde cilinderkop, de krukkast en de krukas zijn nieuw. Kenmerkend voor het hoge vermogen zijn de korte zuigers en de conisch gevormde resonantie-inlaatbuis met afzonderlijke gaskleppen.



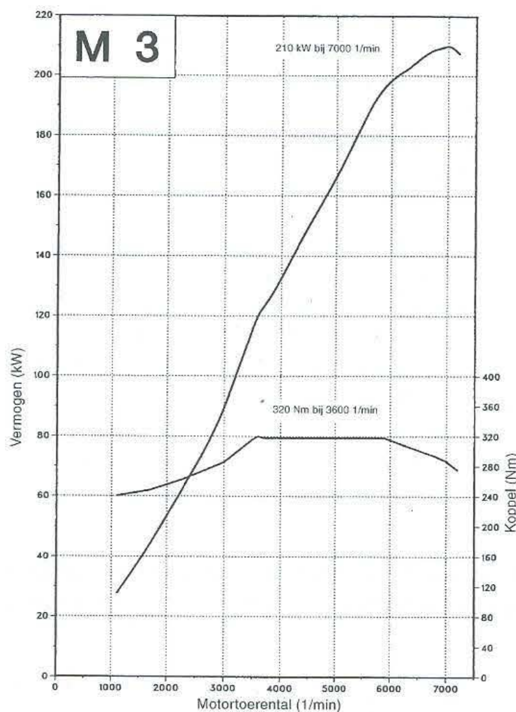
waarbij het specifieke vermogen op een zeer hoog niveau ligt (gemiddelde druk 12,3 bar).

Een wezenlijke verbetering van het vermogen door de spoeling te beïnvloeden, dus om een betere vulling te bereiken, is zeer moeilijk. Iets speelruimte biedt het uitlaatsysteem, door montage van een speciaal uitlaatspruitstuk met een weerstandsarme metaalkatalysator. Ook de compressieverhouding, standaard 10:1 bestemd voor Euro loodvrij (95 RON), kan iets verhoogd worden (met 0,5 tot 10,5:1). Dan moet er wel Superplus loodvrij (98 RON) gestookt worden. Door deze maatregelen en een kleine aanpassing aan de cilinderkop, inclusief andere nokkenassen, kan ten hoogste 8 tot 12 kW extra vermogen worden verkregen.

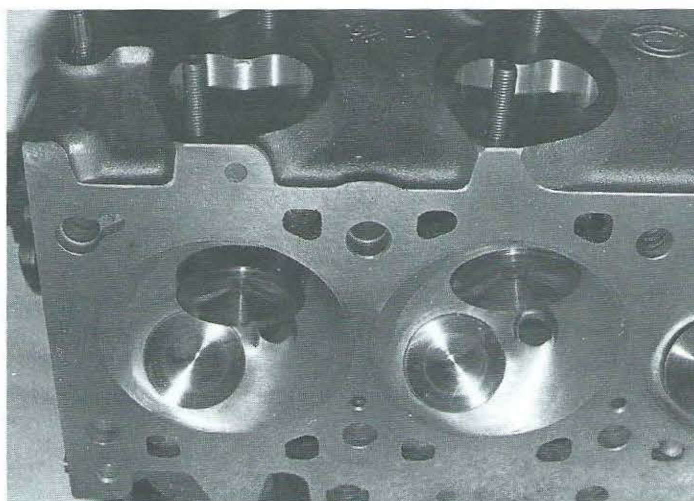
Echt meer vermogen wordt geleverd door, hoe kan het ook anders, een slagvolumevergroting. Hiervoor zijn een andere krukas en andere zuigers nodig. De firma Schnitzer gaat wat dit betreft het verst. Zij monteert weliswaar een krukas met een langere slag (86 mm in plaats van 75 mm), maar boort ook het blok op tot 85,5 mm (standaard 84 mm). Hierdoor reduceert de wanddikte tussen de cilinders tot 5,5 mm. De cilinderinhoud bedraagt na deze ingreep bijna drie liter (2962 cm^3). Te zamen met een speciale nokkenas,



Afb. 25.4. De spoeling van de BMW-zescilinder wordt verbeterd door een dergelijk uitlaatspruitstuk



Afb. 25.5. De nieuwe M3-zescilinder kent voor maximumvermogen (210 kW, 71,1 kW/L) en maximumkoppel (320 Nm) de beste speciieke waarden



Afb. 25.6. Voor een effectieve vermogenswinst bij BMW-motoren zijn bewerkte kanalen en uitgeliterde verbrandingsruimten van groot belang

hogere compressieverhouding (10,5:1), een speciaal uitlaatsysteem met metaalkatalysator en een aangepaste motorelektronica (Bosch DME 3.1) wordt 176 kW (239 pk) bij slechts 5700 1/min gehaald en het koppel stijgt tot 300 Nm bij 4200 1/min.
Alpina beperkt zich bij de B6 2.8 tot 2752 cm^3. Dit wordt bereikt door montage van de dieselkrukas waarvan de voorste kruktap is bewerkt; slag 82,8 mm met behoud van de standaardboring van 84 mm. Lichtgewicht Mahle-zuigers (met oliekoeling van onderaf) en de sferisch bewerkte verbrandingsruimten hebben een compressieverhouding van 10,5:1 als resultaat (standaard 10:1).
Twee nokkenassen met een grotere openingshoek (inlaat 258 graden in plaats van 240 graden, uitlaat 249 graden in plaats van 228 graden), alsmede een grotere lift (inlaat 10,4 in plaats van 9,7 mm, uitlaat 9,2 mm in plaats van 8,8 mm) completeren het werk aan de cilinderkop. Een dubbelpijps uitlaatsysteem met metaalkatalysatoren zorgen voor emissie met een lage tegendruk. Met een vermogen van 177 kW (240 pk) bij 5900 1/min en een koppel van 293 Nm bij 4700 1/min vertoont de Alpina-motor een beter specifiek vermogen dan de drieliterversie van Schnitzer. Deze motoren ondervinden overigens concurrentie van de fabriek: de nieuwe M3-motor levert met drie liter slagvolume 213 kW (286 pk).

25.4 De 3,5 liter-zescilindermotor met twee kleppen per cilinder

Al een decennium lang was de grote BMW-zescilinder het meest geliefde tuning-object van dit merk. Gemonteerd in de 5- en 7-serie

Vermogensvari

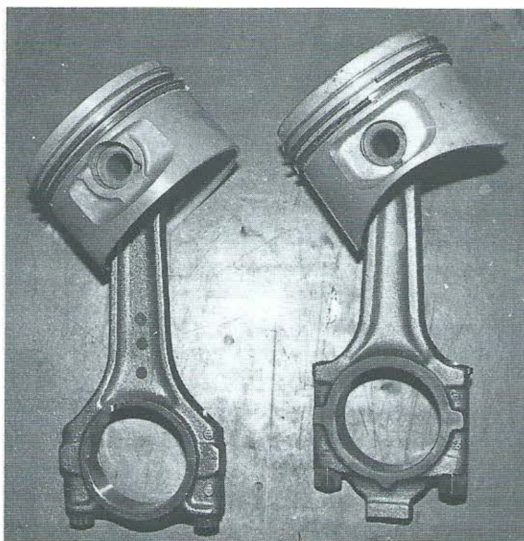
	Cili inh (cm
531i (1991) 3,5 L 2V	343
M1 (1977) 3,5 L 4V	345
M635 CSi (1984) 3,5 L 2V	345
M5 (1988) 3,6 L 4V	345
M5 (1992) 3,8 L 4V	379

vormde deze een ideale basis voor meer vermogen. Welk potentieel deze motor heeft, bewees BMW zelf met de M-modellen. De M-motor is door Motorsport GmbH oorspronkelijk voor de M1 ontworpen. Het wezenlijke onderscheid met de M30 is de cilinderkop met vier kleppen per cilinder, code M88. De motor is gebaseerd op een gietijzeren blok dat in principe voor drie liter-cilinderinhoud is ontworpen. In meer fasen is de M-zescilinder in slagvolume en vermogen verder ontwikkeld, zoals afgeleid kan worden uit onderstaande tabel:

Vermogensvarianten van de grote BMW-zescilinder

	Cilinder-inhoud (cm^3)	Boring x slag (mm)	Compressie-verhouding (:1)	Max. vermogen (kW/1/min)	Max. koppel (Nm/1/min)	Specifiek vermogen (kW/L)
531i (1991) 3,5 L 2V	3430	92 x 86	9 : 1	157/5700	305/4000	45,8
M1 (1977) 3,5 L 4V	3453	93,4 x 84	9 : 1	206/6500	330/5000	59,7
M635 CSi (1984) 3,5 L 2V	3453	93,4 x 84	10,5 : 1	213/6500	340/4500	61,7
M5 (1988) 3,6 L 4V	3453	93,4 x 84	10 : 1	235/6900	360/4750	67,9
M5 (1992) 3,8 L 4V	3795	94,6 x 90	10,5 : 1	253/6900	400/4750	66,7

Voor tuners was en is de grote BMW-zescilinder een goede basis. Zo kan het vermogen door relatief eenvoudige maatregelen van 157 op 183 kW worden gebracht: bewerkte kleppen en kanalen, nokkenas met een grotere lift en langere openingstijden, aangepast kenveld van de Motronic en een aangepast uitlaatspruitstuk. Meer inspanning vergt de vermogensbehandeling van de Alpina B10 en Alpina B11. In principe worden dezelfde maatregelen getroffen als bij andere (normale) BMW-modellen. Dit komt dus steeds weer neer op andere kleppen, aangepaste nokkenassen, aangepast uitlaatsysteem met metaalkatalysator en een ander kenveld voor de motorelektronica.
De Alpina B10 Bi-turbo kan worden uitgerust met een vanaf het dashboard bedienbare wastegate, waardoor de turbodruk tussen de 0,5 en 0,8 bar kan worden ingesteld, hetgeen een vermogen van tussen de 220 kW (295 pk) en 265 kW (360 pk) bij 6000 1/min oplevert. Het koppel bedraagt maximaal 520 Nm bij 4000 1/min.



Afb. 25.7. Tot de wezenlijke maatregelen aan het drijfwerk behoren het monteren van langere en lichtere speciale drijfstangen alsmede kortere zuigers

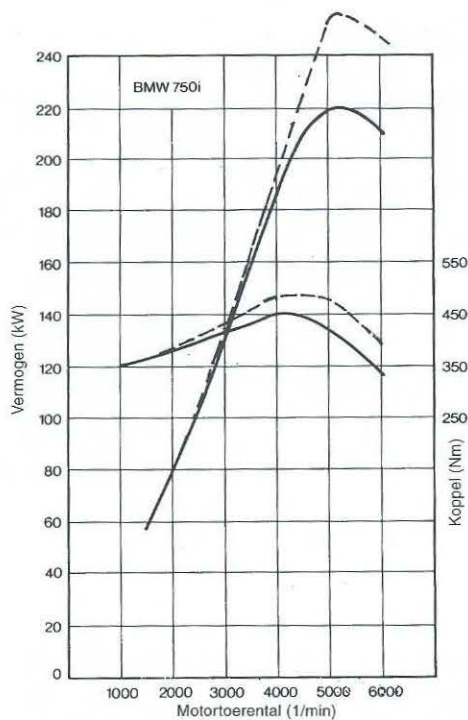


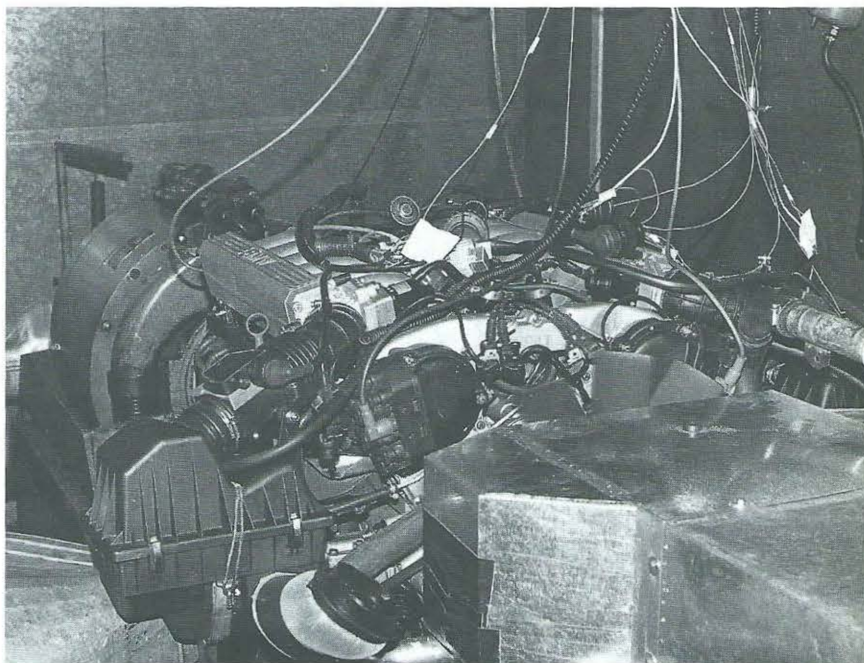
Afb. 25.8. Verhoogde zuigers met squish-randen en uitsparingen voor de kleppen verbeteren de verbranding en verhogen de compressieverhouding, hetgeen bij atmosferisch aanzuigende motoren belangrijk is

25.5 De BMW-twaalfcilinder

De lichtmetalen V12 van BMW heeft van huis uit al het nodige vermogen van 224 kW (300 pk) bij 5200 1/min. Het relatief lage nominale toerental, de lage compressieverhouding en het verbruik van Euro loodvrij (95 RON), duiden erop dat er nog wat vermo-

Afb. 25.9. Vermogens- en koppelgrafiek van de Alpina B12 5.0-motor. Het vermogen steeg van 225 naar 261 kW, het koppel kwam op 470 Nm bij 4000 1/min (standaard 450 bij 4100 1/min).





Afb. 25.10. Tot iedere professionele vermogensstijging hoort het testen van de getroffen voorzieningen op de motorproefstand (Alpina B12)

Afb. 25.11. Het modificeren van het drijfwerk van de BMW-twaalfcilinder is tamelijk complex. In het uiterste geval zijn een nieuwe krukas, twaalf drijfstangen en twaalf zuigers nodig.

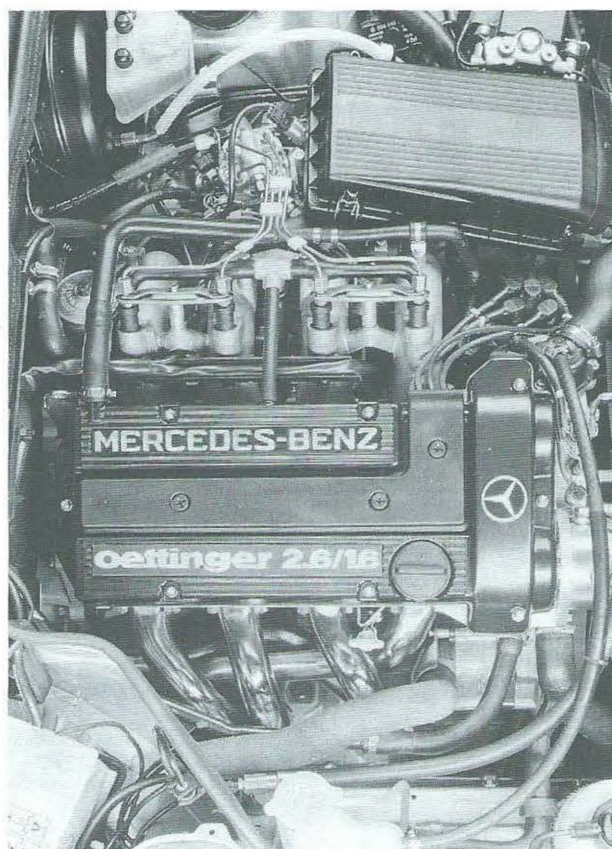


genspotentieel aanwezig is. Als voorbeeld de Alpina B12 5.0, deze heeft door toepassing van speciale zuigers een compressieverhouding van 9,5:1 (standaard 8,8:1), bewerkte cilinderkoppen met speciale nokkenassen, een uitlaatsysteem met geringe tegendruk en aangepaste (twee!) Motronics. Het maximumvermogen komt dan op 257 kW (350 pk) bij 5300 1/min en het maximumkoppel op 470 Nm bij 4000 1/min (standaard 450 bij 4100).
Ten aanzien van het slagvolume blijft er dan nog wat speelruimte die uiteraard ook gebruikt kan worden. De 850 CSi kan worden uitgerust met een krukas met langere slag (80 mm in plaats van 75 mm) en opgeboorde cilinders (86 in plaats van 84 mm), hetgeen resulteert in een slagvolume van rond de 5,6 liter.
De Alpina B12 5.7 heeft een nog langere slag, speciale Mahle lichtgewicht zuigers en aanpassingen aan het oliesysteem, aangepaste verbrandingsruimten (compressieverhouding 10:1), nokkenassen met andere openingstijden en een grotere lift en uiteraard een gewijzigd motormanagement. Dit resulteert in een maximumvermogen van 306 kW (416 pk) bij 5400 1/min en een maximumkoppel van 570 Nm bij 4000 1/min.

26 Mercedes: tuning tot in de hoogste klasse

26.1 Inleiding

Getunede Mercedessen waren vroeger een zeldzaamheid. Ook waren er niet veel tuning-bedrijven die zich met Mercedes bezighielden. Pas bij het verschijnen van de 'kleine' Mercedes 190 (W201) ontstond er door de sportactiviteiten een grote interesse.



Afb. 26.1. Het tunen van Mercedessen nam door de introductie van de 190 een grote vlucht. Op de foto de 2,6 liter Oettinger-motor op basis van de 2,3-16.

Niet alleen de kleine klasse genoot die belangstelling, ook de grotere modellen ondergingen een kuur. De firma's AMG, Brabus, Carlsson, Hagman, Lorinser, Oettinger en Schulz en in Nederland Carly Motors wierpen zich op de ster.

26.2 De viercilinder-lijnmotor (1,8 tot 2,5 liter)

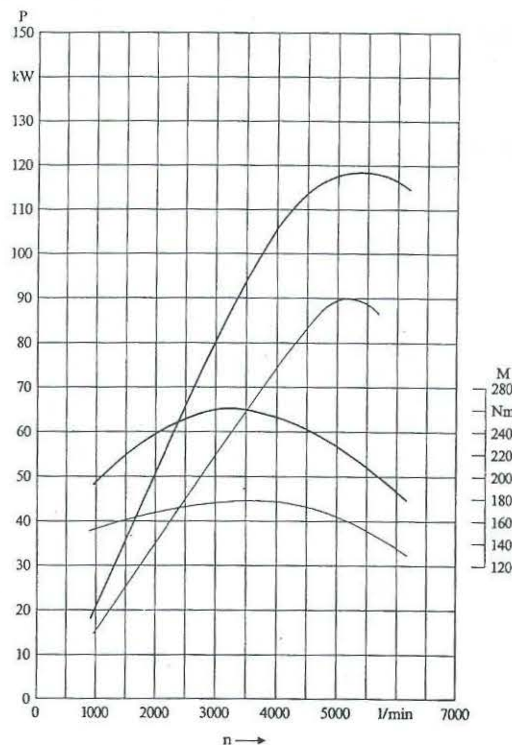
Deze M102-motor vormde de basisuitrusting voor de 190 en ook voor de daarvoor geleverde W124. De W124 kende ook een aantal zescilindermotoren, zodat de M102-motor pas in de 190 interessant voor tuners werd.
De basis voor het tunen van de 190-modellen was zonder meer de tweelitermotor. Omdat door conventionele maatregelen, zoals een speciale cilinderkop, steilere nokkenassen en aangepaste spruitstukken geen al te dramatische vermogensstijging te bereiken was, gebruikte men de extra ruimte ten behoeve van het wijzigen van boring en slag, waardoor er een slagvolumevergroting ontstond.



Afb. 26.2. Basis voor een wezenlijke slagvolumevergroting zijn krukassen met een langere slag, speciale of bewerkte drijfstangen en andere zuigers. Hier de set voor een 2,7 liter 190E 2,5-16.

Mercedes-viercilinder M102				
	Cilinder-inhoud (cm^3)	Boring x slag (mm)	Compressie-verhouding (:1)	Max. vermogen (kW/1/min)
1.8	1797	89 x 72,2	9,0	81/5500
2.0	1996	89 x 80,2	9,1	91/5300
2.3	2298	95,5 x 80,2	9,0	101/5200
2.5/16	2498	95,5 x 87,2	9,7	145/6750
Oettinger 2.4	2352	89 x 94,5	9,5	110/5400
Brabus 2.6	2604	96 x 90	10,2	119/5200
Oettinger 2.7/16	2708	95,5 x 94,5	9,9	168/6400

Zo komt deze viercilinder net boven de 2,7 liter. Oettinger past daarbij een krukas met 94,5 mm slag toe. Gevolg is wel dat het blok nabewerkt moet worden om de kruktappen de nodige ruimte te geven. Zij monteerden deze overigens alleen op de vierklepper. Het vermogen, in combinatie met andere maatregelen, bedraagt dan 160 kW (215 pk) bij 6400 1/min en het koppel blijft vrij vlak tussen 4800 en 5400 1/min op 275 Nm.



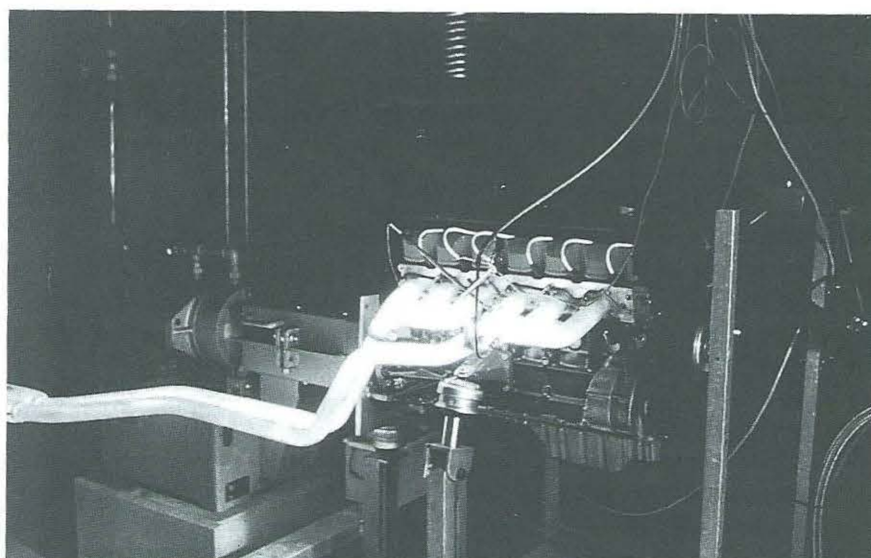
Afb. 26.3. Vermogens- en koppelgrafiek van de 2,6 liter-viercilinder van Brabus. De speciale versie toont in het middengebied een aanzienlijk hoger koppel dan de standaarduitvoering (de onderste ijnen). Het maximumvermogen bedraagt 118 kW (160 pk) bij 5200 1/min.

Op ditzelfde stramien biedt Oettinger nog een variant aan met lichtmetalen zuigers en een krukas van chroom-molybdeenstaal. De compressieverhouding van 9,4:1, de andere nokkenassen en aangepaste ademhaling resulteren dan in een vermogen van 110 kW (147 pk) bij 5400 1/min en een koppel van 210 Nm bij 3800 1/min. Ook Brabus kent dergelijke conversies.

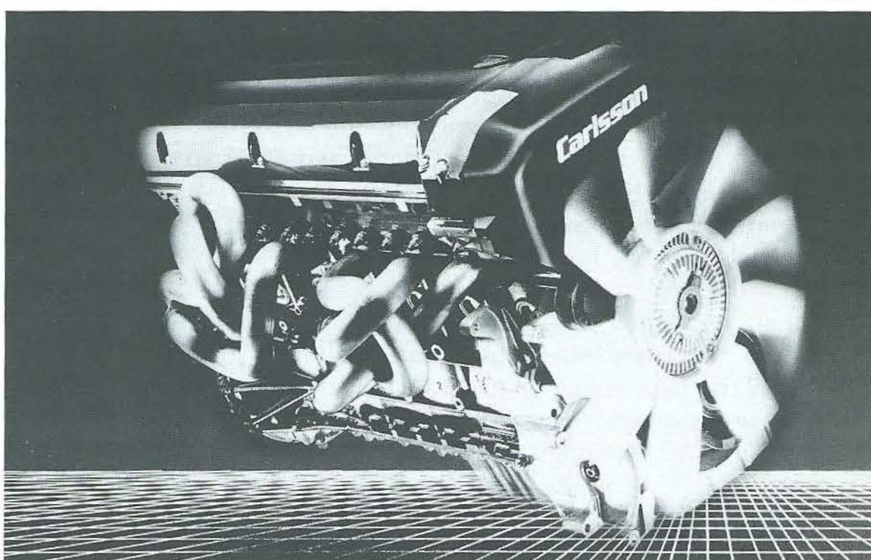
26.3 De zescilinder-lijnmotor (2,6 tot 3,2 liter)

Een van de meest geliefde tuning-objecten is bovengenoemde motor, gemonteerd in 190 E tot en met de S-klasse. In de S-klasse zelfs met vier kleppen per cilinder. In principe worden de meer conventionele maatregelen toegepast, zoals andere bewerkte cilinderkoppen met grotere en bewerkte kleppen, aangepaste verbrandingsruimten, gewijzigde en gepolijste kanalen en een speciale nokkenas. Hieronder een vermogensoverzicht.

Mercedes-zescilinder M103/M104				
	Cilinder- inhoud (cm^3)	Boring x slag	Compressie- verhouding (:1)	Max. vermogen (kW/1/min
Serie 2.6 190 E 2.6 260 E 260 SE	2597	82,9 x 80,2	9,2	119/5800
Serie 3.0 300 E/TE/CE 300 SE (oud) 300 SL	2960	88,5 x 80,2	9,2	134/5700 142/5700 (SL)
Serie 3.0/24 300 E-24 300 TE-24 300 CE-24 300 Cabrio 300 SL-24	2960	88,5 x 80,2	10,0	164/6400 172/6300 (SL)
Serie 3.2/24 300 SE (nieuw)	3199	89,9 x 84	10,0	172/5800
AMG 3.2 Hagmann 3.4/24 Carlsson 3.5 Brabus 3.6/24 Oettinger 3.6	3206 3390 3445 3588 3607	90 x 84 92 x 85 90 x 90 92 x 90 90 x 94,5	9,2 10,3 9,4 10,1 9,2	174/5750 224/6300 180/5800 212/6300 179/5800



Afb. 26.4. De zescilinder met twee (M103) of vier (M104) kleppen per cilinder zijn de meest getunede Mercedes-motoren. Hier de 3,6 liter Brabus-tweeklepper op de motorproefstand. Het uitlaatsysteem gloeit.

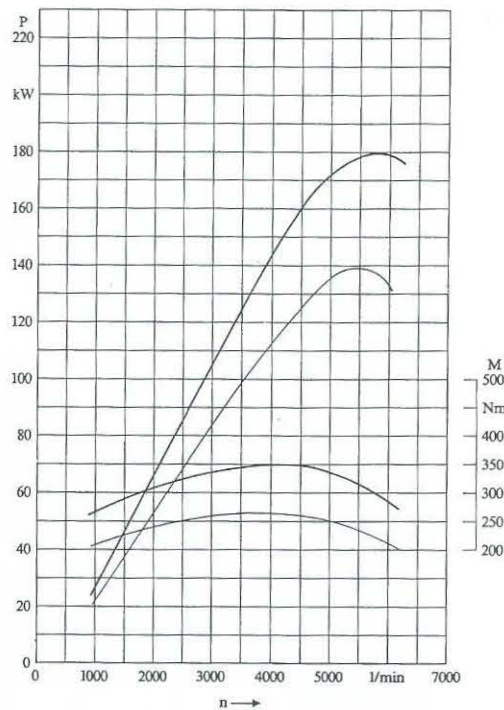


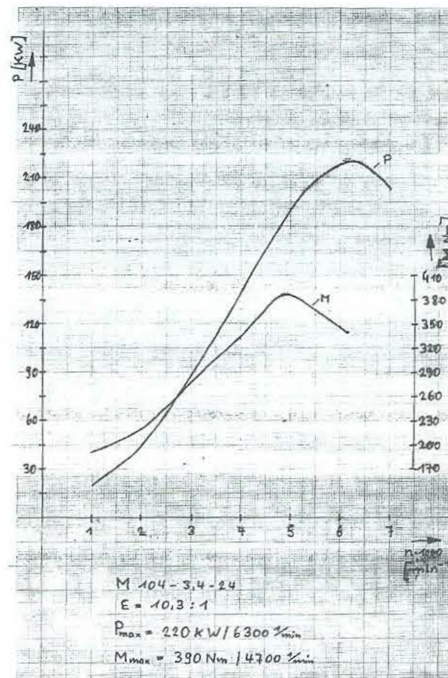
Afb. 26.5. Om meer vermogen uit de vierklepper te krijgen zijn, naast de slagvolumevergroting, ook andere extra maatregelen nodig, zoals speciale spruitstukken. De 3,6 liter Carlsson-motor: 210 kW (282 pk) bij 6400 1/min.

26.4 De achtcilinder V-motor (4,2 tot 5,6 liter) en de twaalfcilinder V-motor (6 liter)

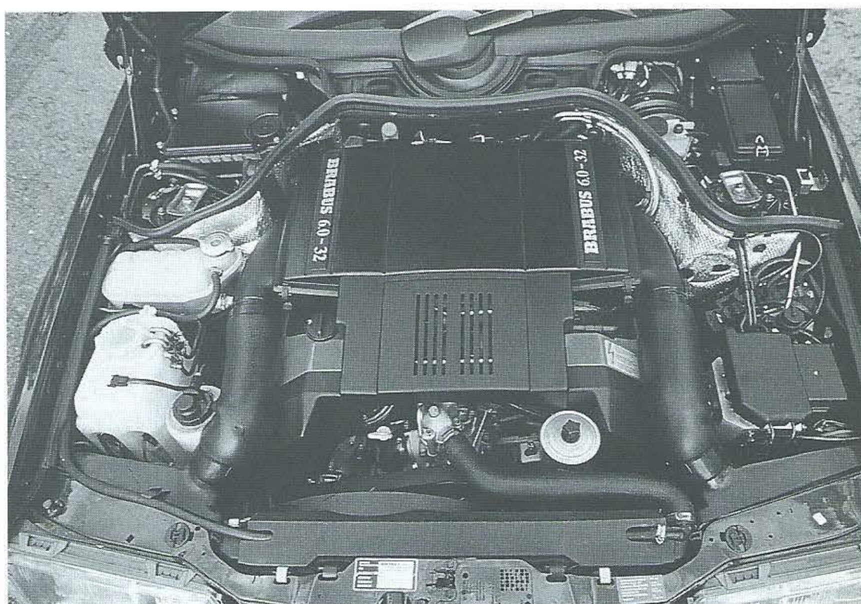
Ook hier gaven AMG en Brabus de toon aan. Brabus leverde op basis van de 5,6 liter-tweeklepper een versie met speciale zuigers en een iets grotere boring (100 mm) die daardoor een cilinderinhoud verkreeg van 5963 cm^3. De overige handelingen bestonden uit het monteren van speciale nokkenassen, speciale spruitstukken, hetgeen resulteerde in een vermogen van 257 kW (standaard

Afb. 26.6. Vermogens- en koppelgrafiek van de 3,6 liter Brabus-zescilinder in vergelijking tot de standaarddrieliter. Het nominale toerental van de getunede versie is slechts weinig gestegen. Het extra vermogen is het resultaat van een slagvolumevergroting en een hogere gemiddelde druk, die met 12,6 bar (standaard 11 bar) voor een tweeklepper als aanzienlijk bestempeld kan worden.





Afb. 26.7. Overdruk van het originele diagram van de Hagmann 3,4 liter-24V-motor. Het hoge maximumvermogen (220 kW/295 pk bij 6300 1/min) is het resultaat van een goede vulling in het hogere toerengebied.

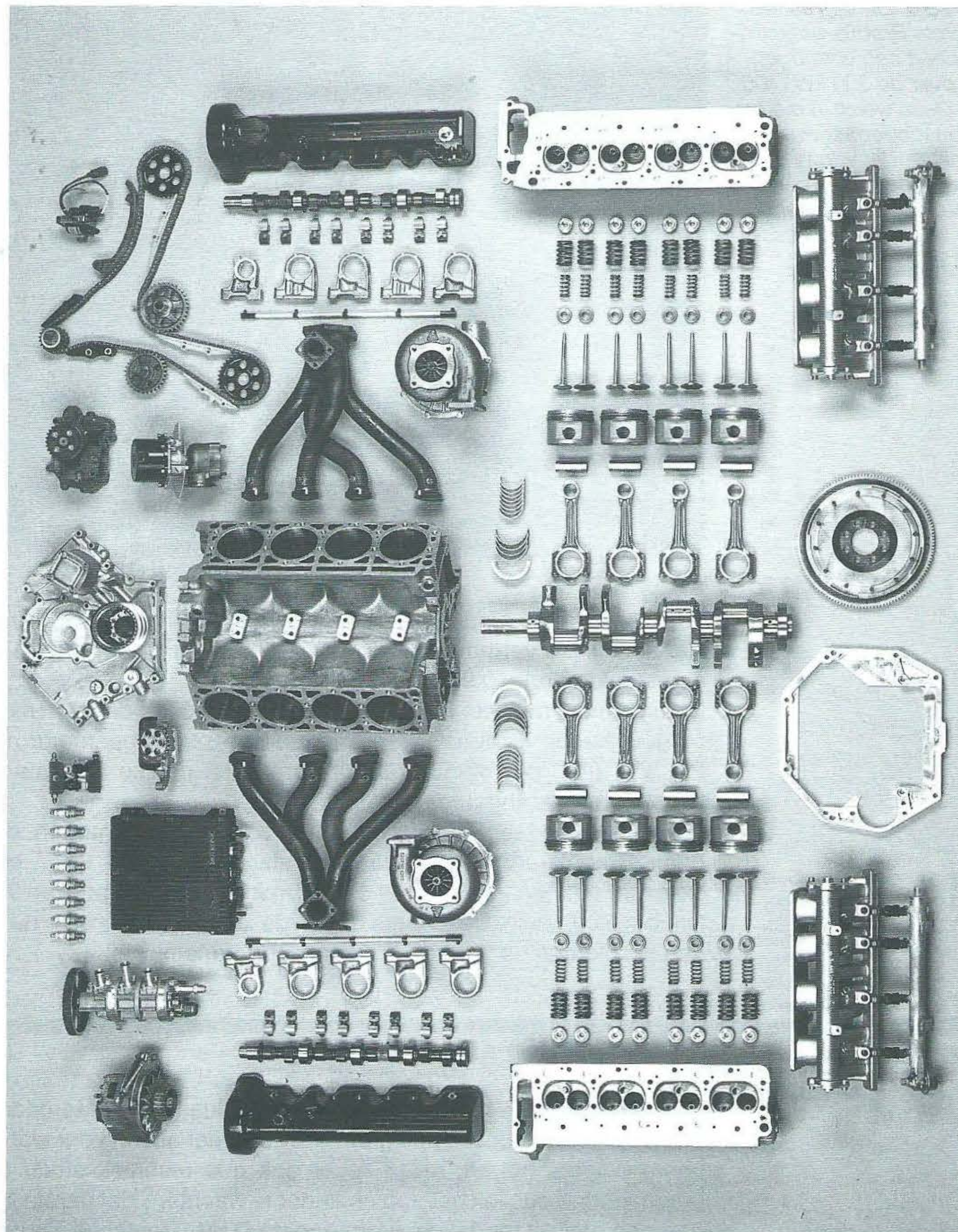


Afb. 26.8. De tot zes liter vergrote Brabus-achtcilinder heeft een vermogen van over de 300 kW (400 pk). Deze wordt in die modellen toegepast waar de twaalfcilinder vanwege de benodigde ruimte niet gemonteerd kan worden. Hier in de middenklasse Mercedes W124.

208 kW) bij 5250 1/min en een koppel van 535 Nm bij 3500 1/min. Het specifieke vermogen bedraagt in dat geval 43,1 kW/L en de gemiddelde druk 10,97 bar.
De uitvoering met vier kleppen per cilinder biedt op dat punt meer mogelijkheden. Brabus levert een zesliter-32-kleppenmotor met 298 kW (405 pk) bij 5500 1/min, praktisch net zo veel als de twaalfcilinder-standaardversie.
Levert de standaardtwaalfcilinder niet voldoende vermogen, dan heeft Brabus een recept dat een slagvolume van 6867 cm^3 oplevert: 373 kW (507 pk) bij 5400 1/min en een koppel van 705 Nm bij 3700 1/min. Deze laatste waarde levert overigens zo nu en dan problemen op voor de automatische transmissie!

26.5 De nieuwe C-klasse

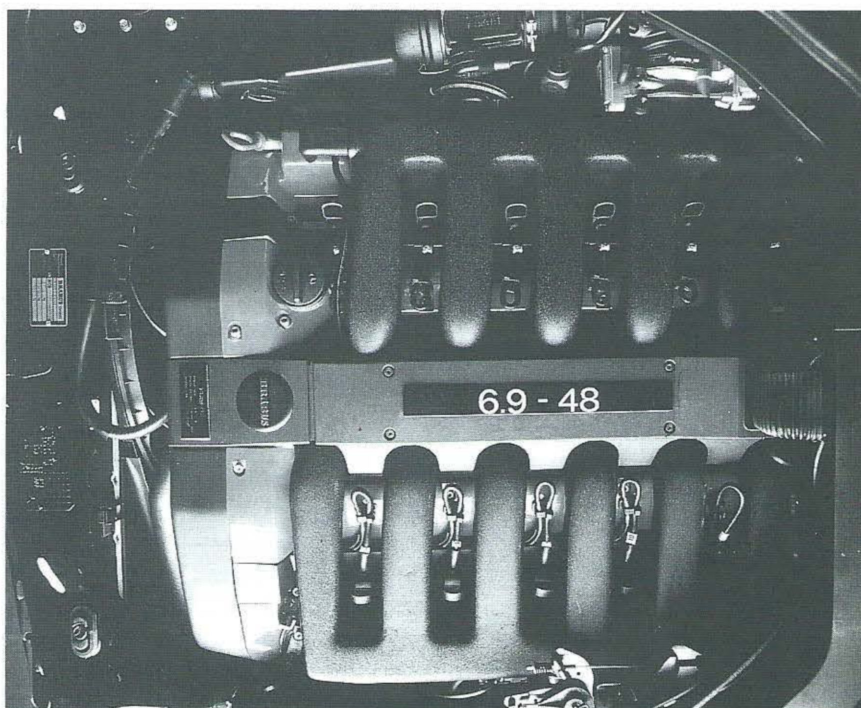
Van tevoren stond al vast dat de nieuwe C-klasse van Mercedes-Benz een groot succes zou gaan worden. Niet alleen voor wat de verkoopcijfers betreft, maar zeker ook qua techniek stond het autominnend publiek het een en ander te wachten. Het eerste jaar dat men met dit model deelnam aan de DTM (Deutsche Tourenwagen Meisterschaft) zou al een kampioenschap opleveren. Weliswaar niet met een viercilinder- of zescilinderlijnmotor, maar met een V6 welke werd gevormd uit de V8 door 'eenvoudigweg' er twee cilinders af te zagen. AMG is de huistuner van Mercedes en



Afb. 26.9. Toepassing in de Groep C-raceauto's toont aan hoeveel vermogenspotentieel de achtcilinder heeft. Als tweeklepper met twee uitlaatgascompressors (KKK K27) leverde deze 515 kW (700 pk) bij 7000 1/min. Het maximumkoppel lag bij 800 Nm bij 5500 1/min. Boring en slag bleven met 96,5 en 85 mm standaard, hetgeen een cilinderinhoud van 4973 cm^3 oplevert.

Afb. 26.10. Ook d
cilinder kan nog
vermogen gebrui
meer cilinderinho
liter) levert de Bra
kW (507 pk) bij 5
1/min.

Afb. 26.10. Ook de twaalfcilinder kan nog wat extra vermogen gebruiken. Met meer cilinderinhoud (6,9 liter) levert de Brabus 373 kW (507 pk) bij 5400 1/min.



levert via het dealernet de nodige materialen. Zo ook complete auto's. Een fraai voorbeeld van een dergelijk produkt is de Mercedes C 36 AMG. Deze auto is gebaseerd op de C 280, zijnde het zescilinder-C-model. De cilinderinhoud steeg naar 3606 cm^3 en de compressieverhouding naar 10,5:1. De volgende maatregelen werden ook nog getroffen: bewerkte cilinderkop met aangepaste uitlaatkanalen, gewijzigde nokkenassen en krukas, alsmede andere drijfstangen en zuigers. Het maximumvermogen bedraagt dan 206 kW (280 pk) bij 5750 1/min en het maximumkoppel 385 Nm bij 4000 1/min. Een automatische wisselbak, ABS en ASR zijn standaard. Voorts is de auto verlaagd en heeft 7,5J x 17-velgen voor en 8,5J x 17 achter met bandmaat 225/45 ZR 17 voor en 245/40 ZR 17 achter. De acceleratie van 0 tot 100 km/h duurt maar 7 seconden en de top is begrensd op 250 km/h. De C 36 is een fraai voorbeeld van uitgebalanceerd tunen, wat wil zeggen dat aan motor en rijdend gedeelte gelijke aandacht is besteed, waardoor een harmonieus geheel is verkregen.

27 Opel: sportieve auto's voor een acceptabele prijs

27.1 Inleiding

Opel en tuning waren vroeger begrippen die lichtjaren ver van elkaar verwijderd lagen. Een kentering vormde de activiteiten met de Opel Kadett Rallye (B-type) in zowel 1100 als 1900 cm^3-uitvoering. Deze werden later voortgezet met de Ascona (A), Manta (A) en Commodore GS/E. Ook de B-typen van Ascona en Manta bleken in de wedstrijdsport succesvol. Opel heeft inmiddels een autosporttraditie opgebouwd die thans haar vervolg vindt in de Calibra. De meest geliefde tuning-objecten zijn de CIH-motor - met

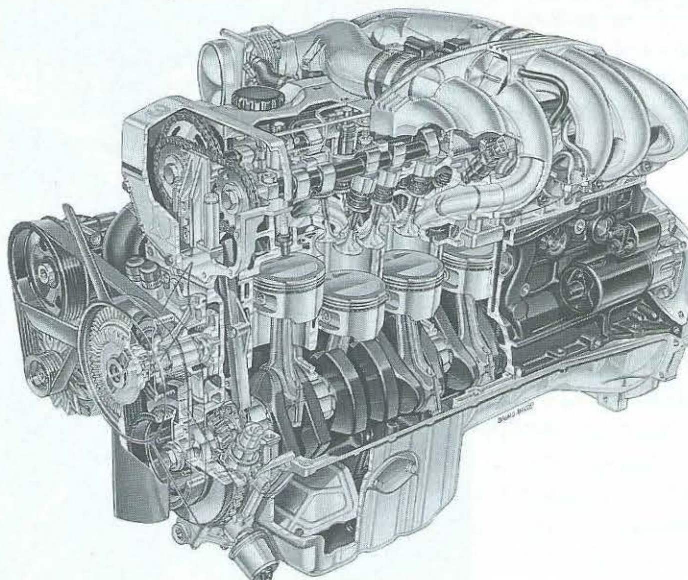


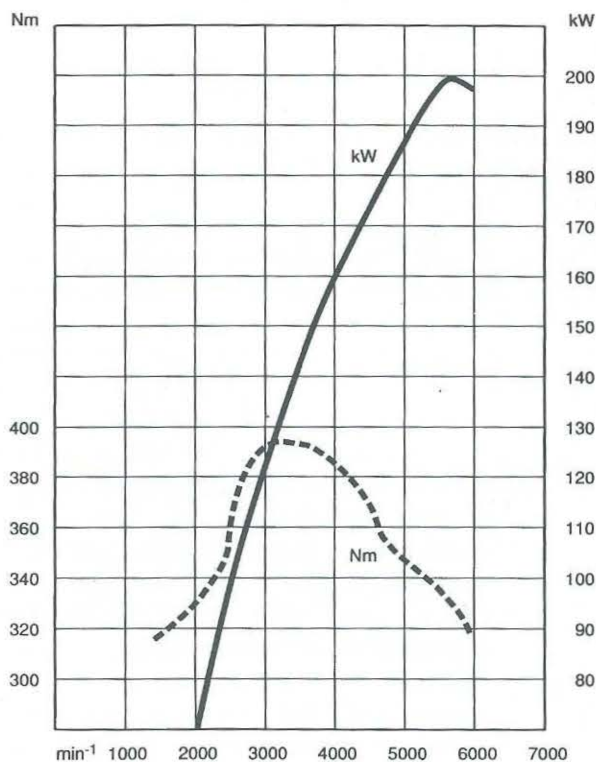
Afb. 27.1. Met 150 kW (204 pk) is de Calibra een van de sportiefste aanbiedingen in het Opel-programma. Vierwielaandrijving en 16 inch-wielen zorgen ervoor dat het hoge vermogen zonder problemen op straat komt.

Afb. 27.2. De drielit vierklepper (DOHC vert 150 kW (204 pk is evenveel als de t ter-turbo van de Ca Het koppel wordt d een variabel inlaatg te verbeterd. In het ste toerengebied is scheidingsklep ges zodat het effect van nantievulling gebrui wordt. Boven de 40 1/min opent de klep de totale inlaatbuis werkzaam.

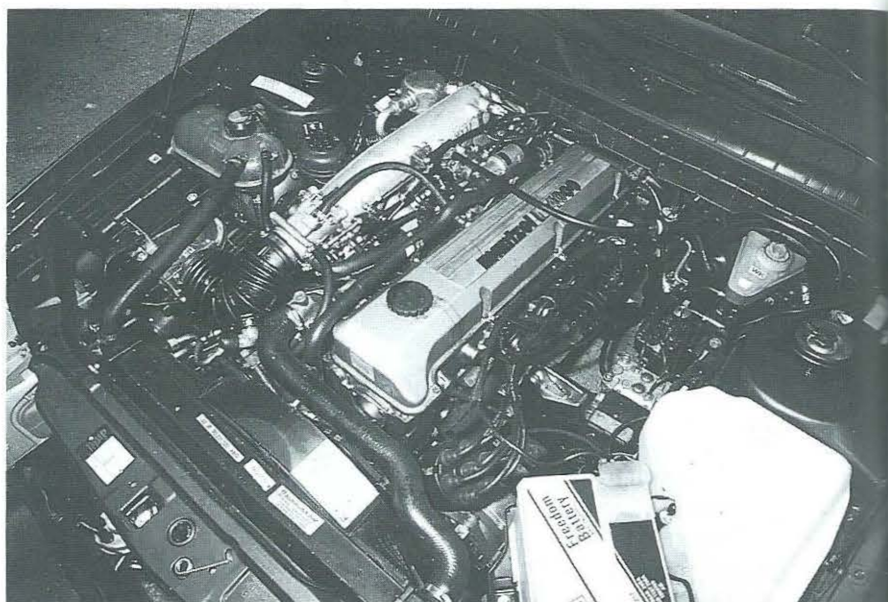
Afb. 27.3. Vermogen koppelgrafiek van d scher-vierlitermotor. zien van het hogere mogen (200 kW/272 tegen 150 kW/204 p voor de drieliter) ligt koppel praktisch ove gehele toerengebied ven de maximumwa (270 Nm bij 3600 1/r van de drieliter. Dit is zelfsprekend in de e plaats het gevolg va slagvolumevergrotin

Afb. 27.2. De drieliter-vierklepper (DOHC) levert 150 kW (204 pk). Dat is evenveel als de tweeliter-turbo van de Calibra. Het koppel wordt door een variabel inlaatgedeelte verbeterd. In het onderste toerengebied is de scheidingsklep gesloten, zodat het effect van resonantievulling gebruikt wordt. Boven de 4000 1/min opent de klep en is de totale inlaatbuislengte werkzaam.





Afb. 27.3. Vermogens- en koppelgrafiek van de Irmscher-vierlitermotor. Afgezien van het hogere vermogen (200 kW/272 pk tegen 150 kW/204 pk voor de drieliter) ligt het koppel praktisch over het gehele toerengebied boven de maximumwaarde (270 Nm bij 3600 1/min) van de drieliter. Dit is vanzelfsprekend in de eerste plaats het gevolg van de slagvolumevergroting.



Afb. 27.4. Mantzel biedt op basis van de tweekleppen-zescilinder ook een vierlitermotor aan

name de tweeliter zoals die voorkomt in de Ascona B en Manta B - en de Kadett GSi 16V-motor. Ook de zescilinder krijgt de nodige aandacht.

27.2 De zescilinder-lijnmotor CIH/DOHC (2,5 tot 4 liter)

De zescilinder-lijnmotor is gebaseerd op een relatief oude constructie. De laatste versie kent vier kleppen per cilinder (uiteraard met twee bovenliggende nokkenassen) en een variabel inlaatsysteem (Dual Ram). Standaard levert deze motor 152 kW (204 pk) bij 6000 1/min en een koppel van 270 Nm bij (slechts) 3600 1/min. Met 95 mm boring en 69,8 mm slag is de Opel-zescilinder nog niet aan het maximaal mogelijke slagvolume gekomen. De Irmscher Senator heeft een cilinderinhoud van 4 liter. De slag is verlengd naar 90 mm en de boring vergroot naar 98 mm, de cilinderinhoud is 3983 cm^3 in plaats van 2969 cm^3. Het maximumvermogen bedraagt dan 203 kW (272 pk) bij 5900 1/min en het koppel maakt nog meer indruk. Tussen de 2000 en 6000 1/min staat ruim 320 Nm ter beschikking en bij het bescheiden toerental van 3300 ontwikkelt de motor het maximumkoppel van 395 Nm. De Irmscher 4.0i doet er 5,8 seconden over om naar 100 km/h te sprinten en doortrappend zal men op een topsnelheid van 256 km/h komen. Uiteraard zijn onderstel en de carrosserie aangepast.

27.3 De vie

Afb. 27.5. Een e
ge en voordelig
gel om het verm
ten stijgen, is he
monteren van e
inlaatgedeelte.
versie van Irms
de tweeliter-twe
Deze levert zon
voorzieningen 4
bij de Astra.

Ook Mantzel biedt een dergelijke variant aan; 213 kW (290 pk) met een topsnelheid van 270 km/h.

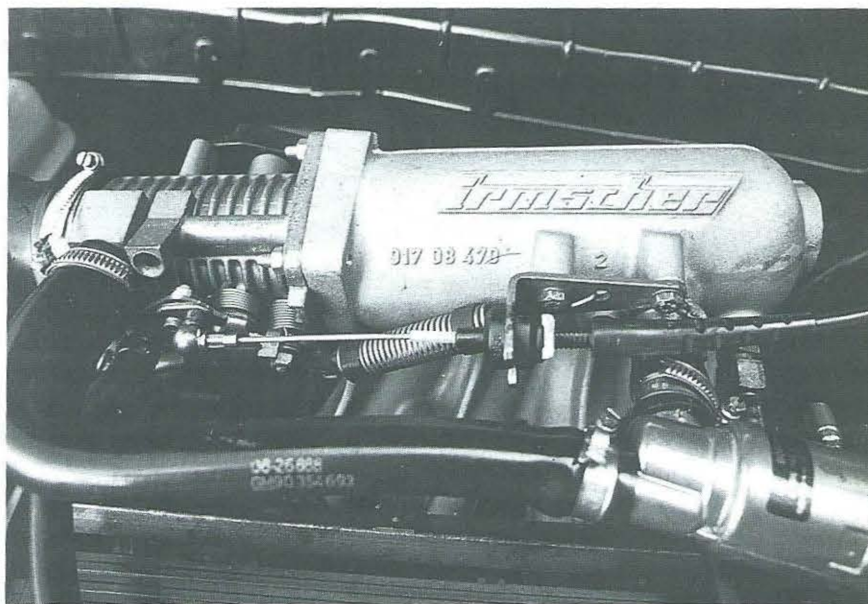
27.3 De viercilinder-lijnmotor (1,6 tot 2,0 liter)

Dit type motor was in praktisch elk type Opel te vinden. Van Kadett tot en met Calibra. Het meest geschikte uitgangspunt voor tuning is de tweeliter die in de volgende versies geleverd is:

- tweeliter-OHC met 86 kW (115 pk) bij 5400 1/min (twee kleppen per cilinder);
- tweeliter-DOHC 16V met 112 kW (150 pk) bij 6000 1/min;
- tweeliter-DOHC 16V Turbo met 152 kW (204 pk) bij 5600 1/min.

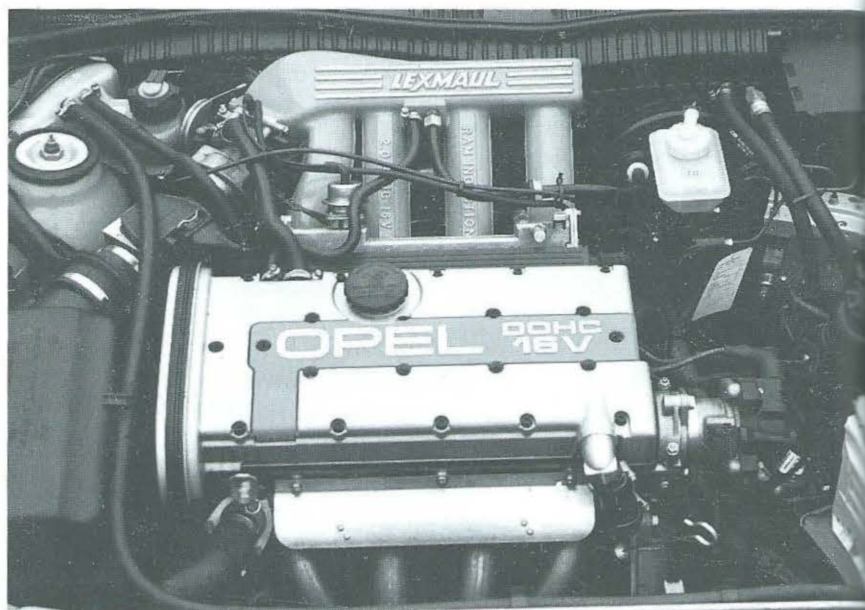
Deze typen staan open voor alle conventionele maatregelen, waarbij gesteld moet worden dat vooral de uitvoeringen met vier kleppen per cilinder al optimaal de fabriek hebben verlaten. Nadruk kan in die gevallen nog gelegd worden op de toepassing van goede spruitstukken. Het inlaatgedeelte van Irmscher zorgt ervoor dat de tweeklepper van 86 kW op 90 kW (121 pk) bij 5500 1/min komt. Het koppelverloop lijdt hier niet onder.

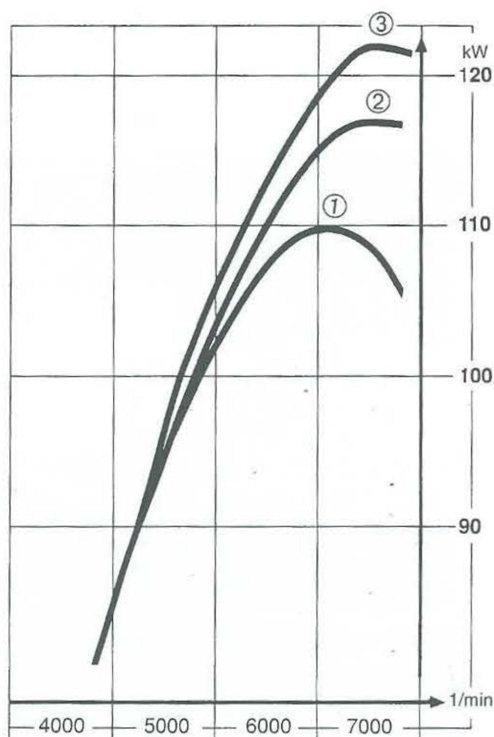
Ook Lexmaul heeft de noodzaak van het verbeteren van de 'ademhaling' ingezien. Zij hebben het Ram-Induction-System ontworpen dat ook op de CIH-motoren wordt toegepast. Een Kadett GSi ontwikkelt met die conversie een vermogen van 91 kW (122



Afb. 27.5. Een eenvoudige en voordelige maatregel om het vermogen te laten stijgen, is het monteren van een ander inlaatgedeelte. Hier de versie van Irmscher voor de tweeliter-tweeklepper. Deze levert zonder extra voorzieningen 4 kW extra bij de Astra.

Afb. 27.6. Eenvoudig en voordelig is het Ram-Induction-System van Lexmaul. Bij de 85 kW-motor bedraagt het extra vermogen ongeveer 4,5 kW (2 liter OHC).

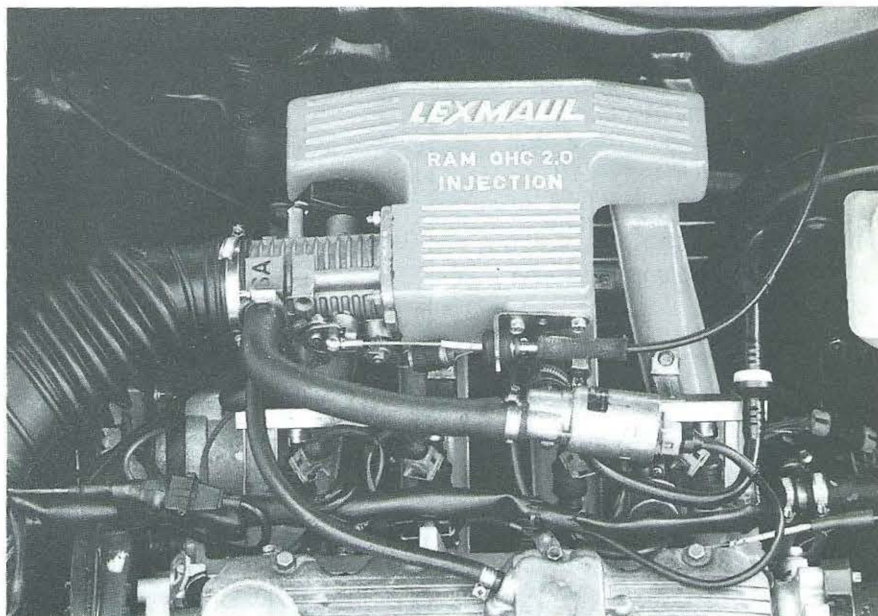




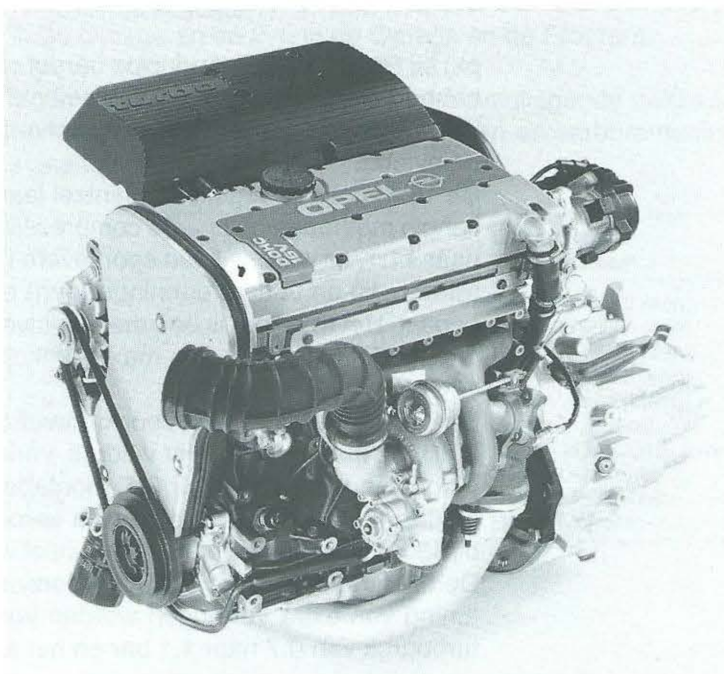
Afb. 27.7. Het standaardvermogen van de tweeliter-16V-motor (curve 1) wordt door het Lexmaul Ram-Induction-System verhoogd van 110 kW/150 pk bij 6000 1/min naar 117 kW/159 pk bij 6350 1/min (curve 2). Een verdere vermogensverbetering van 4 kW wordt bereikt door het monteren van het speciale Lexmaul-uitlaatsysteem (curve 3).

Afb. 27.8. Het Lex
Ram-Induction-Sys
voor alle Opel-mot
verbaar. Alle beno
onderdelen, zoals
gen, adapters, gas
geleiding en pakki
worden bijgeleverd
de 16V-motor.

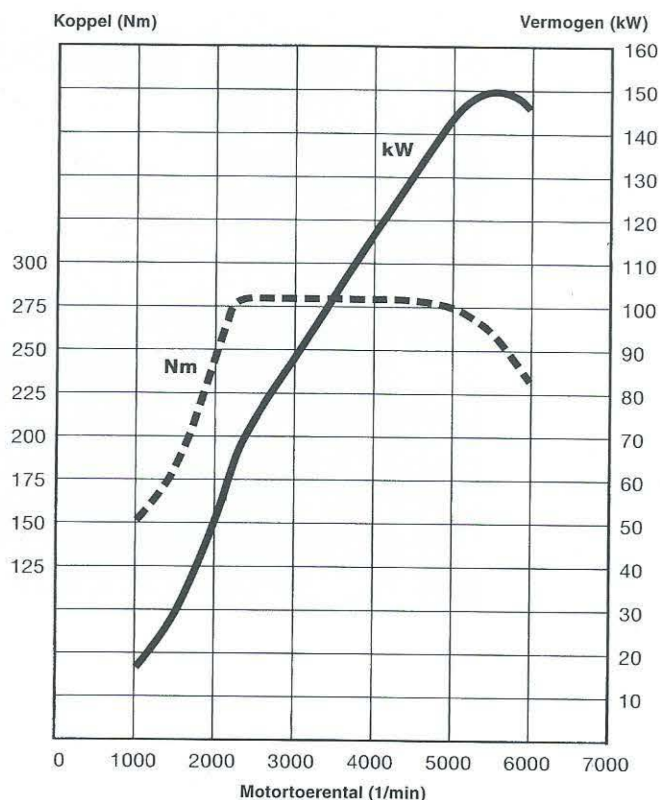
Afb. 27.9. De mees
krachtige Family II-
is de tweeliter-DOH
turbo van de Calib
zonder is het in het
spruitstuk gemonte
turbinegedeelte da
oppakt en dus ook
het compressorge
druk laat aanmake



Afb. 27.8. Het Lexmaul Ram-Induction-System is voor alle Opel-motoren leverbaar. Alle benodigde onderdelen, zoals slangen, adapters, gaskabelgeleiding en pakkingen worden bijgeleverd. Hier de 16V-motor.



Afb. 27.9. De meest krachtige Family II-motor is de tweeliter-DOHC-16V-turbo van de Calibra. Bijzonder is het in het uitlaatspruitstuk gemonteerde turbinegedeelte dat snel oppakt en dus ook snel het compressorgedeelte druk laat aanmaken.



Afb. 27.10. Vermogens- en koppelgrafiek van de Opel Calibra Turbo. De van 2300 tot 4500 1/min praktisch vlak lopende koppelkromme (door de turbodrukbegrenzing) maakt duidelijk, dat er door verhoging van de druk en andere maatregelen nog potentieel aanwezig is.

pk) bij 5500 1/min. Het principe berust op resonantievulling. Tests hebben uitgewezen dat de topsnelheid ongeveer 10 km/h hoger komt te liggen en dat het brandstofverbruik niet wezenlijk wordt beïnvloed.

De 16V is ook zeer geliefd. Mantzel laat daar een aantal conventionele methoden op los. De compressie wordt verhoogd van 10,5 naar 11:1, er worden twee sportievere nokkenassen gemonteerd (grotere lift en andere openingstijden) en de Motronic wordt aangepast. Het resultaat is een maximumvermogen van 136 kW (185 pk) bij 6500 1/min en een maximumkoppel van 220 Nm bij 4800 1/min.

De 16V is ook gevoelig voor drukvulling. Montage van een IHI RHB 5.2 turbo met 0,8 bar vuldruk, verlaging van de compressieverhouding van 10,5 naar 8:1, montage van een tussenkoeler en enigszins aangepaste elektronica veroorzaken 185 kW (250 pk) bij 5500 1/min en een maximumkoppel van 320 Nm bij 3200 1/min.

De al standaard van een turbo voorziene Calibra kan door chiptuning van extra vermogen worden voorzien. Verhoging van de turbodruk van 0,7 naar 1,1 bar en het aanpassen van het ontste-

kingskenveld (waardoor Superplus loodvrij 98 RON nodig is) zullen 186 kW (250 pk) ontwikkelen en het koppel zal van 280 naar 320 Nm stijgen (bij 2500 1/min).

27.4 De viercilinder-lijnmotor (CIH, van 2,0 tot 2,4 liter)

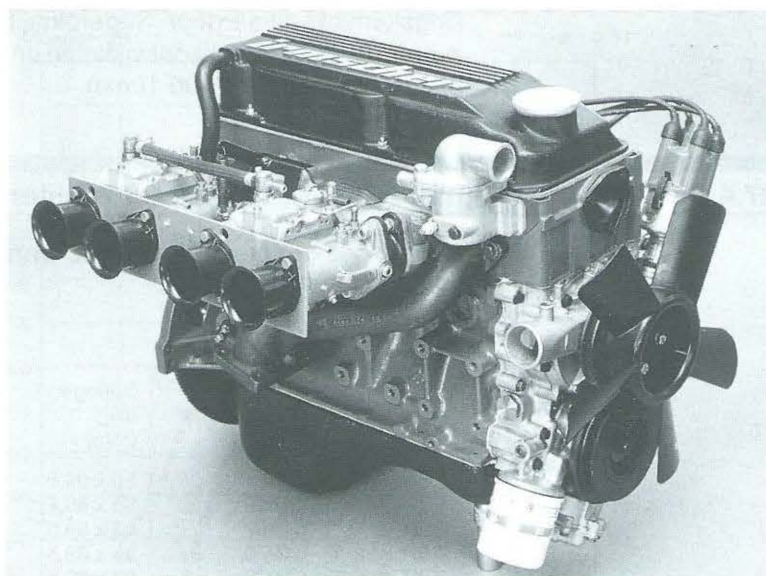
Het meest getunede motortype van Opel is wel de CIH. De geleverde varianten:

Versie	Cilinder-inhoud (cm^3)	Boring x slag (mm)	Max. vermogen (kW/1/min)	Max. koppel (Nm/1/min)
1.6N	1584	85 x 69,8	45/5000	105/3200
1.7N	1698	88 x 69,8	45/4800	114/2600
1.9N	1897	93 x 69,8	56/4800	135/2800
2.0N	1979	95 x 69,8	67/5200	145/3400
2.0S	1979	95 x 69,8	75/5200	156/3800
2.0E	1979	95 x 69,8	82/5400	162/3000
2.0i	1979	95 x 69,8	89/5500	168/4500
2.4	2410	95 x 85	104/5500	206/3500
2.2E	2197	95 x 77,5	86/4800	186/2800
2.4i	2410	95 x 85	93/4800	199/2400

De meeste van deze versies zijn te vinden in Ascona, Manta en Rekord; de 2.4 is een speciale sportversie, de 2.2 E is te vinden in de Omega en de 2.4i in de Omega en de Frontera.

Voornoemde motoren hebben een bovenliggende nokkenas en de navolgende compressieverhoudingen en carburateur/inspuitsysteem:

Versie	Compressie-verhouding (:1)	Carburateur/ inspuitsysteem
1.6N	8,0	Solex 35 PDSI (één)
1.7N	8,0	Solex 35 PDSI (één)
1.9N	7,9	Solex 35 PDSI (één)
2.0N	8,0	GMF Varajet II (één)
2.0 S	9,0	GMF Varajet II (één)
2.0 E	9,4	Bosch L-Jetronic
2.0i	9,0	Solex C45 ADDHE (twee)
2.4	9,7	Bosch L-Jetronic
2.2E	9,4	Bosch LE-Jetronic
2.4i	9,2	Bosch Motronic



Afb. 27.11. De tweeliter-CIH-motor is een van de meest getunede Opel-motoren. Hier de Irmscher-wedstrijdmotor voor de Ascona/Manta met twee dubbele Solex-carburateurs.

27.5 Het onderstel

Voor alle Opel-modellen zijn speciale velgen en verlagingssets leverbaar. Tot zo'n 135 kW (180 pk) is gebleken dat 7J x 15-velgen met bandmaat 205/50 prima werkt. Als mooi zijn voorop staat, kan men 7,5J x 16 met 205/45 banden proberen.



Afb. 27.12. Bilstein, Koni en Sachs bieden voor Opel-modellen complete sets aan. Hier de Sachs-kit voor de Calibra, bestaande uit vier korte veren en speciale schokdempers.

De Calibra Turbo heeft standaard 6J x 16 met bandmaat 205/50. Deze laatste kan men het beste behouden, maar dan op velg 7 of 7,5J x 16. Het ziet er beter uit en het contactvlak wordt ook nog groter.
Bij de Omega en Senator zijn verschillende combinaties denkbaar. Goed werkt 7,5J x 16 met bandmaat 205/55 of 225/50. Staat er bijzonder veel vermogen ter beschikking, dan kan de keuze vallen op 8J x 17 met bandmaat 235/40 R 17.

28 Peugeot

28.1 Inleiding

Peugeot kent een zeer lange wedstrijdhistorie, die loopt van voor de Eerste Wereldoorlog. Na de Tweede Wereldoorlog werd ook door het merk met de leeuw aan wedstrijden deelgenomen. De huistuner was toen Darl'Mat. Deze bouwde op basis van bij voorbeeld de 203 zeer succesvolle wedstrijdauto's. Specialiteit van deze tuner waren de aparte carrosserieën; wij zouden dit tegenwoordig optische tuning noemen.
Peugeot heeft veel overwinningen behaald in lange afstandsrally's, zoals de Safari Rally (met de 404).
De laatste jaren begeeft de Franse fabriek zich op de ongebaande paden van woestijnen (Parijs-Dakar, Granada-Dakar). In Frankrijk wordt er veel rally gereden met de kleinere modellen, de 205 en 106. Races zijn het domein van de 16V 309 en 405. Wij zullen ons beperken tot een wat recenter model, de 106. Eerst een beschrijving van een budget-tuning van de zeer normale (1124 cm^3) 106 en daarna komt een aantal eenvoudige handelingen ten behoeve van de 106 Rallye ter sprake.

28.2 Peugeot 106 (1124 cm^3)

Struikelblok van de 106-motor is het inlaatgedeelte, zowel bij de 1124 als de hierna beschreven 1294 cm^3-motor. In eerste instantie kan de cilinderinhoud worden vergroot. Dit gebeurt door het vervangen van de cilinderbussen door grotere exemplaren. Ook de zuigers moeten vernieuwd worden. Hierbij kan men tot 1200 cm^3 gaan. Dit is een tamelijk ingrijpende methode, maar succes is verzekerd. Vooral bij motoren die aan revisie toe zijn, kan dit een oplossing betekenen. Een nieuwe(re) motor heeft ruim voldoende aan de navolgende ingreep. Zoals eerder vermeld, is het inlaatgedeelte niet optimaal. De cilinderkop kan als eerste onder handen genomen worden. Het bewerken van de poorten geniet prioriteit; de kleppen kunnen dezelfde blijven. Wel moet men

28.3 Peugeot 10

Afb. 28.1. Peugeot
Rallye

hardere klepveren monteren. De cilinderkop moet gevlakt worden, waardoor de compressieverhouding van 9,3 op 10,5:1 komt. Vervolgens moet een andere, snellere nokkenas worden gemonteerd. Eén dubbele Weber-carburateur met geschikt inlaatspruitstuk en een kleine aanpassing van de ontstekingsvervroeging (zie hiervoor de desbetreffende hoofdstukken) completeren de ombouw. Bij een zorgvuldige werkwijze zullen er rond de 80 kW's aan de wielen verschijnen. Bij het vergroten van de boring uiteraard meer.

28.3 Peugeot 106 Rallye

Van huis uit is dit al een rappe machine. Het slagvolume bedraagt 1294 cm^3, de motor heeft twee kleppen per cilinder, een bovenliggende nokkenas en multipoint-inspuiting. Het maximumvermogen bedraagt 72 kW (100 pk) bij 7200 1/min. Ook hier is de ademhaling niet optimaal te noemen. Dus dienen de verbrandingsruimten en kanalen bewerkt te worden. Vervolgens kan de motorelektronica ge-remapped worden (aangepast kenveld). De uitlaat dient vervangen te worden door een exemplaar met minder tegendruk. Wel kan de originele katalysator behouden blijven (scheelt ook in de kosten). Het vermogen bedraagt uiteindelijk 89 kW (120 pk) bij 7200 1/min. Kenmerkend is dat het nominale toerental ongewijzigd is. Dit duidt erop dat de spoeling en dus ook de vullingsgraad van de motor verbeterd is.
Ook het onderstel kan nog worden aangepast. De remmen kunnen standaard blijven. Wel moeten goede remblokken (Pagid,



Afb. 28.1. Peugeot 106 Rallye

Ferodo) worden gebruikt. Vóór monteren we hardere veren; 25%, maar de lengte blijft ongewijzigd. De rijhoogte achter verminderen met 2 tot 3 cm door het verdraaien van de torsiestaven. Hiervoor is speciaal gereedschap aan te bevelen (Facom). Voor en achter monteren we vervolgens Koni's met standaard (fabrieks)setting. De standaardvelgen hebben de maat 5,5J x 14. Hierop gemonteerd zijn banden in de maat 175/60 R 14. Bredere banden zijn niet nodig. Wel verkrijgt men een groter contactvlak door een bredere band. Een 6J x 14-velg verdient hier de voorkeur.
Het resultaat van deze ingrepen zijn, naast een veel fijner weggedrag, een acceleratie van stilstand tot 100 km/h in 7,5 seconden en een topsnelheid van 200 km/h.

29 Ford

29.1 Inleiding

In dit hoofdstuk worden de viercilinder-lijnmotoren van Ford beschreven. Ford kent ook een aantal V-motoren (zowel vier-als zescilinders), maar deze zijn niet echt aantrekkelijk om te tunen, afgezien van een enkele V6.
We onderscheiden bij Ford de volgende viercilinder-lijnmotoren:

a. De Crossflow (beter bekend als de Kent-motor), onderliggende nokkenas en stoterstangen.
b. De Pinto, enkele bovenliggende nokkenas met sleeptuimelaars en twee kleppen per cilinder.
c. De CVH (Compound Valve Angle Hemispherical), enkele bovenliggende nokkenas en twee kleppen per cilinder.
d. De Cosworth Turbo, bovenliggende nokkenassen, vier kleppen per cilinder en komstoters én turbocompressor met tussenkoeler.
e. De Zetec 16V, bovenliggende nokkenassen en vier kleppen per cilinder.

In de volgende paragrafen zullen deze motoren de revue passeren, waarbij de nadruk gelegd zal worden op normaal straatgebruik. De auto's waarin deze motoren worden toegepast, zullen natuurlijk ook qua wegligging de nodige bewerkingen moeten ondergaan. Het aantal typen is zo omvangrijk en divers (van Taunus tot Mondeo en niet te vergeten de Escorts, Cortina's en Capri's) dat wij daar niet op in kunnen gaan.

29.2 De Kent (Crossflow)-motor

Deze is leverbaar geweest in 1100, 1300 en 1600 cm^3-uitvoering. De boring is 81,00 mm en de slag is uiteraard verschillend. Het meest aantrekkelijk is de 1600 cm^3-motor die aanvankelijk werd gemonteerd in de Cortina en door de jaren heen enorme diensten heeft bewezen in de Formule Ford 1600. Het aanbod voor onderdelen is met name in Engeland onuitputtelijk. De 1600 wordt in

veel gevallen voor straatgebruik opgeboord tot 83,5 mm wat dan een slagvolume van 1690 cm^3 oplevert. Omdat de compressieverhouding alleen gevarieerd kan worden door montage van andere zuigers, wordt vaak gekozen voor exemplaren die bestemd zijn voor de 1300 cm^3. Deze zijn echter, hoewel niet echt duur, ook niet al te sterk. De compressieverhouding zal 10,5:1 bedragen. Beter is het speciale zuigers aan te schaffen. De limiet bij de Kent-motoren ligt over het algemeen bij 11:1. De vermogens kunnen bij de 1690 cm^3-motor oplopen tot 100-120 kW (135-165 pk) bij 7200 1/min. Wedstrijdmotoren bereiken in sommige gevallen 8000 1/min.

29.3 De Pinto-motor

De Pinto-motor is gemonteerd geweest in 1300, 1600 en 2000 cm^3-versies. Een van de meest aantrekkelijke was de Pinto in de RS2000, vanwege de snellere nokkenas en de grotere kleppen. Ook is ten behoeve van straatversies gekozen voor het opboren naar 2100 cm^3. De slag kan worden verlengd door het monteren van drijfstangen uit de Fiesta Diesel. Deze 2,1 liter levert, met uiteraard andere wijzigingen, tot zo'n 125 kW bij 7000 1/min.
De cilinderkop uit de Sierra-inspuitmodellen verdient voor tuningdoeleinden de voorkeur. Met een dubbele Weber-carburateur (standaard-uitvoering), aangepaste cilinderkop, gewijzigde nokkenas en uitlaatsysteem komt men al gauw op 97 kW (130 pk). Twee horizontale Webers of DellOrto's brengen het vermogen richting 110 kW (150 pk). Problematisch is bij dit type Ford-motor de nokkenasslijtage. Een aantrekkelijk alternatief is overigens de race-kit voor de wedstrijdauto's die deelnemen in de Sierra Cup. Alle voornoemde onderdelen komen daarin voor. Ook voor straatgebruik is die kit goed bruikbaar.

29.4 De CVH-motor

Het streven van Ford met deze motor was tegemoet te komen aan allerlei milieu-eisen. Het resultaat was een machine waar tuners het liefst uit de buurt bleven. Het 'beste' uitgangspunt is de 1600 cm^3-versie. Voor de Amerikaanse markt is een krukas met een langere slag leverbaar (88 mm); met een grotere boring (83 mm) komt men op 1900 cm^3. Omdat de kop moeilijk te bewerken is, lijkt vergroting van het slagvolume in eerste instantie de betere methode. Aanbevelenswaardig is de krukas uit de Mk II RS Turbo. Het Bosch K-Jetronic-inspuitsysteem kan in principe ongewijzigd

29.5 De Coswo

Afb. 29.1. Ford Esc worth

blijven; hooguit is het nodig de brandstofdruk iets te verhogen. Wel kan de CVH-motor worden voorzien van een turbocompressor. Het vermogen komt dan op circa 97 kW (132 pk).

29.5 De Cosworth Turbo-motor

Deze echt snelle broeder was in eerste instantie gebaseerd op het Pinto-blok. Later zijn er speciale blokken voor ontworpen. Door het spelen met turbodruk en motorelektronica komt men aan fenomenale vermogens; tussen de 220 en 375 kW (300-500 pk). Het wijzigen van de EPROM waardoor de turbodruk tot 1,1 bar kan stijgen, het toepassen van de standaardinspuitventielen, de 4x4 tussenkoeler en montage van Champion C59C bougies levert 190 kW (250 pk).

Hogere drukken kunnen worden verwerkt als een speciale koppakking wordt gemonteerd. Met de grotere groene inspuitventielen en aangepaste EPROM komt men op 220 kW (300 pk).

Overigens kan de Cosworth ook worden uitgerust met dubbele Weber-carburateurs en aangepaste zuigers, waardoor de compressieverhouding wordt gebracht op 10,5:1. Met geschikte nokkenassen levert deze atmosferisch aanzuigende versie ongeveer 150-165 kW (200-220 pk).



Afb. 29.1. Ford Escort Cosworth

29.6 De Ford Zetec 16V-motor

De Zetec is in eerste instantie ontworpen als 1,8 liter-motor. Het beste is de 2,0 liter op de kop te tikken. Voor straatgebruik kan het volgende worden gedaan.
Het monteren van dubbele Weber (45 DCOE) carburateurs, het re-mappen van de elektronica en het optimaliseren van inlaat- en uitlaatgedeelte brengt het vermogen op ongeveer 120 kW (160 pk).
Als snellere nokkenassen worden gemonteerd en daarbij grotere kleppen, kan het vermogen al gauw rond de 140-145 kW (190-195 pk) komen te liggen. In dat geval moet ook aandacht worden besteed aan het bewerken van de inlaatpoorten en het aanbrengen van uitsparingen in de zuigerbodem om de kleppen wat ruimte te geven. Omdat dit vermogen wordt geleverd bij ruim 7000 1/min, moeten ook sterkere drijfstangbouten worden gemonteerd. Zeker als het toerental in de buurt van 7700 1/min komt.

30 P
ee

30.1 Inleidi



Afb. 30.1. Bi
Ruf-Porsche

30 Porsche; door tunen wordt het een supersportwagen

30.1 Inleiding

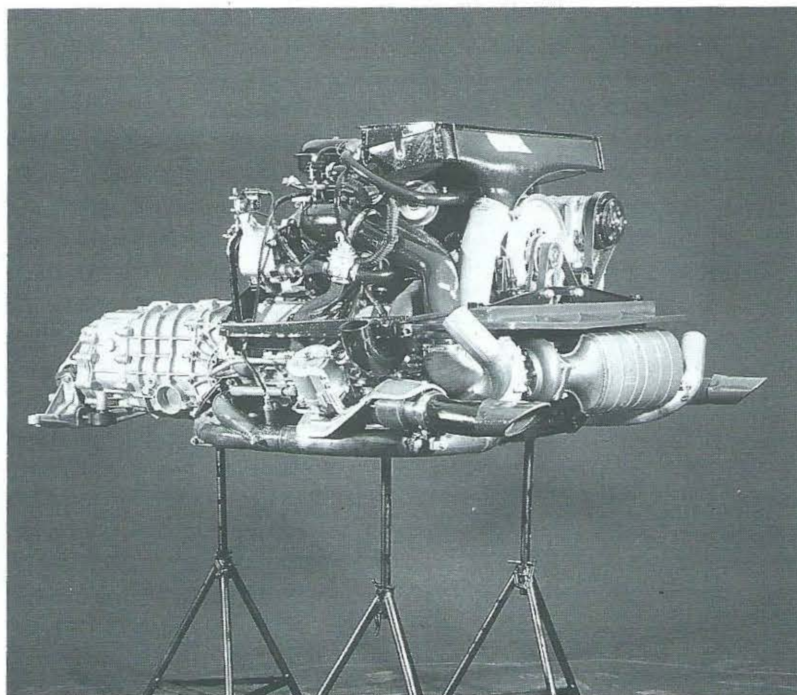
In principe zijn het alleen de modellen 911, Carrera 2 en Carrera 4 die voor tuning in aanmerking komen, inclusief de turbo-uitvoeringen. Dit is enigszins opmerkelijk, omdat het bij de Porsche met de motor achterin nooit aan vermogen heeft ontbroken. Over het algemeen worden de nieuwere typen Carrera 2, Carrera 4 en Turbo's nog steeds met 911 aangeduid. Deze nieuwe typen - door de fabriek aangeduid met 964 - verschillen echter aanzienlijk van de oorspronkelijke 911's. Zo hebben zij een andere bodemgroep en een andere ophanging (schroefveren in plaats van torsiestaven). Ook een oudere 911 is geschikt voor tuning, alleen moet het bouwjaar niet te ver terugliggen in de jaren zeventig.



Afb. 30.1. Bij Ruf wordt de auto compleet gedemonteerd en weer opnieuw opgebouwd. Dit is de Ruf-Porsche CTR met biturbomotor.

30.2 Meer vermogen voor de atmosferisch aanzuigende motor

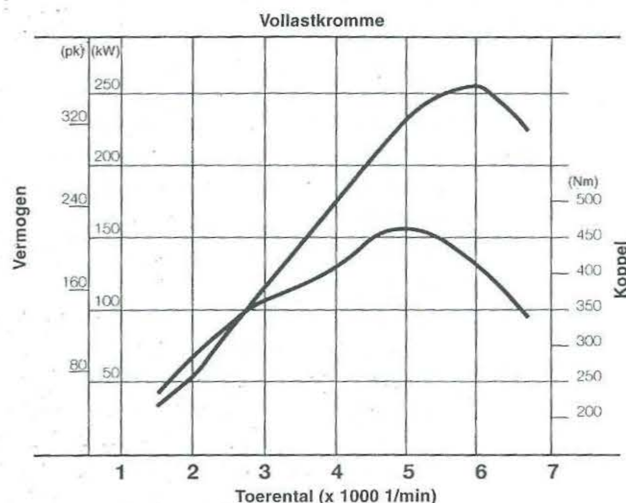
Bij dit type kan niet echt veel meer vermogen gegenereerd worden. Sedert de slagvolumevergroting naar 3,6 L is deze zescilinder met 100 mm boring en 76,4 mm slag aan het eind van z'n latijn. Ook de compressieverhouding van 11,3:1 vereist minimaal Euro loodvrij (95 RON). De dubbele ontsteking houdt de vlamwegen kort. Het vermogen van de luchtgekoelde tweeklepper is aanzienlijk: 186 kW (250 pk) bij 6100 1/min (51,7 kW/L). De Carrera RS levert bij hetzelfde nominale toerental 191 kW (260 pk). Hiervoor heeft men motoren uitgezocht - uit de normale produktielijn - die al een optimaal vermogen leveren en daarvan is de motorelektronica zodanig aangepast dat circa 5 graden meer voorontsteking wordt afgegeven. Met gebruik van Superplus loodvrij (98 RON) komt men aan 10 kW extra. Hoe moeilijk het is om binnen het kader van een wedstrijdreglement er nog extra vermogen uit te halen, bewijst de Cup-Carrera. Deze levert 205 kW (275 pk), hetgeen overeenkomt met een vermogenswinst van 10 procent. Naast de aanpassing van de elektronische regeleenheid op 98 RON en een kunststof inlaatbuis, is de middelste geluidsdemper weggelaten en is de motor, qua spelingen, door het monteren van optimale onderdelen nauwkeurig opgebouwd.

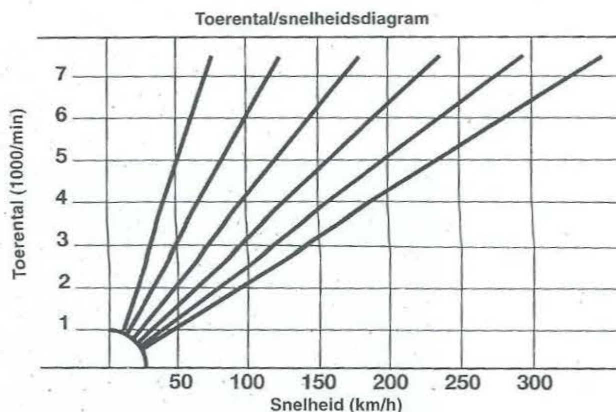


Afb. 30.2. De motor van de Ruf BR 3.3 levert 265 kW (360 pk). Men ziet hoe krap alles gemonteerd moet worden. Dit is de compressorzijde van de motor met wastegate, die de overtollige lucht afvoert.

Afb. 30.3. Ve koppelgrafie BR 3.3-moto het toerental gram voor d overbrenging gen zijn: I-3, III-1,4091, IV 0,8611, VI-0, ductie: 3,444

Afb. 30.3. Vermogens- en koppelgrafiek van de Ruf BR 3.3-motor. Daaronder het toerental/snelheidsdiagram voor de zesbak. De overbrengingsverhoudingen zijn: I-3,5, II-2,0588, III-1,4091, IV-1,0741, V-0,8611, VI-0,7179, eindreductie: 3,444:1.



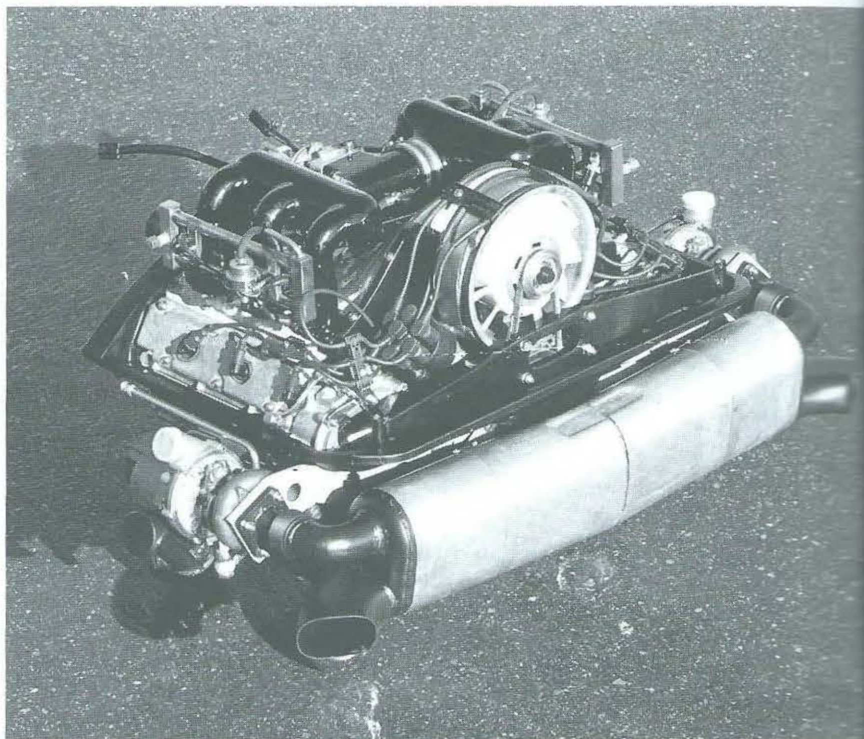


De firma Ruf biedt dan ook op basis van conventionele tuning geen ombouw meer aan. Men volstaat met de aanpassing van de Motronic-regeleenheid aan een hoger toerental (6900 in plaats van 6500 1/min), waarbij men dan 95 RON kan blijven gebruiken. Ook kan men de regeleenheid laten aanpassen voor 98 RON, wat een meer dynamisch motorgedrag tot gevolg heeft. Vermogensstijgingen worden voor deze ingreep niet vermeld. Er zijn echter wel dubbelpijps-geluidsdempers met lagere tegendruk leverbaar. Ook pijpen ter vervanging van de tussendemper; alles zonder TüV-goedkeuring vanwege de hogere geluidsontwikkeling. Het rijdend gedeelte kan worden aangepast door 8,5J x 18 inch-wielen voor en 10J x 18 achter te monteren.

30.3 Meer mogelijkheden bij de Turbo

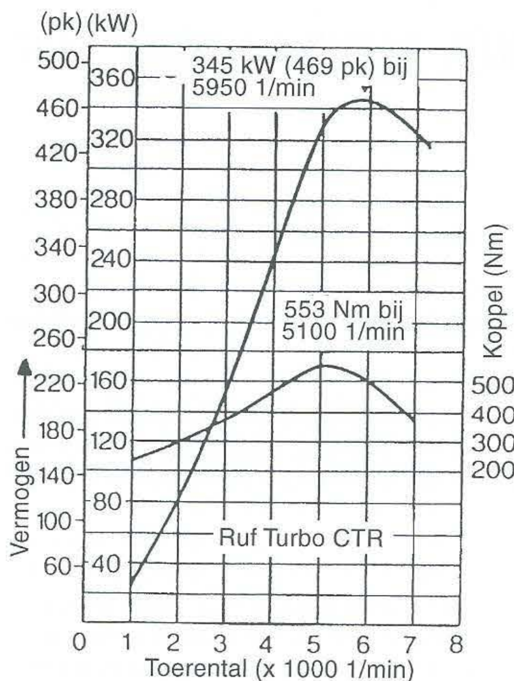
Voor de Porsche Turbo 3.3 biedt de firma Ruf een conventionele tuning aan. De 3.3 heeft dan een maximumvermogen van 265 kW (360 pk) bij 5750 1/min, hetgeen overeenkomt met een specifiek vermogen van 80,3 kW/L. Het standaard-slagvolume blijft hetzelfde (3299 cm^3, boring x slag 97 x 74,4 mm), evenals de relatief lage geometrische compressieverhouding van 7,0:1. De ombouw van de motor omvat het vergroten van de inlaatkanalen van 32 mm naar 36 mm, het aanzuiggedeelte wordt overeenkomstig aangepast. Een nokkenas met een grotere openingshoek (224 in plaats van 218 graden) en een grotere kleplichthoogte (inlaat 11,3 in plaats van 9,5 mm, uitlaat 10,5 in plaats van 8,7 mm) en een aanpassing van de regeleenheid completeren het geheel. De belangrijkste bijdrage tot het grotere vermogen wordt echter geleverd door de verhoging van de vuldruk van 0,7 naar 0,8 bar, hetgeen bereikt is door een strakkere veer in de wastegate-capsule.

Een belangrijke aanvulling voor het gebruik van deze turbomotor, die overigens te zamen met het complete voertuig wordt aange-



Afb. 30.4. De Ruf CTR-motor heeft links en rechts een turbocompressor, waardoor er voor de katalysatoren geen plaats meer is

Afb. 30.5. Vermogen en koppel van de Ruf CTR vormen echte topwaarden voor een straatauto



boden, vormt de zesbak met korte overbrengingstrappen. In combinatie met de slanke Carrera-carrosserie - de Ruf-Porsche is ook in Turbo-look leverbaar, die overigens meer rijweerstand ondervindt - worden excellente rijprestaties geleverd. De acceleratie tot 100 km/h gebeurt in 4,4 seconden, van 0 tot 200 km/h hoeft men maar 15,5 seconden te wachten en de top bedraagt meer dan 300 km/h.

Nog hogere prestaties levert de CTR. Deze ombouw kan alleen op basis van de oorspronkelijke 911 gebeuren (dus typen vóór de 964) en is tamelijk kostbaar. De Bi-turbomotor kost bijna 100.000 mark en daar komen dan nog de aanpassingen aan het onderstel, de carrosserie, de wisselbak (zesbak) en de overige uitrusting bij. De gegevens liegen er niet om: slagvolume 3366 cm^3, boring x slag 98,0 x 74,4 mm, compressieverhouding 7,5:1, maximumvermogen 345 kW (469 pk) bij 5950 1/min, maximumkoppel 553 Nm bij 5100 1/min. De verhouding massa/vermogen ligt bij 3,4 kg/kW (2,5 kg/pk). De rijprestaties bevestigen dit: 0 tot 100 in 4,1 seconden, 0 tot 200 in 10 seconden en de topsnelheid nadert de 340 km/h.

31 Renault, van turbo tot 16V

31.1 Inleiding

Ook Renault kent al een lange autosporttraditie. Groot triomfator in het Formule 1-turbotijdperk en nu weer in samenwerking met Williams Grand Prix. Maar ook de autosporter met geringere financiële middelen werd nimmer vergeten. De geschiedenis wordt in principe door drie bestanddelen bepaald: de stoterstangenmotor met losse cilinderbussen, Gordini en Alpine.
De stoterstangenmotor, zoals die tot voor kort nog in de Clio werd gemonteerd, is gebaseerd op de 4CV met 750 cm^3 (het 'Viertje' met de motor achterin). Later vond deze zijn weg in de Dauphine, de R8 en uiteraard de R8 Gordini. Succesvol was de R5 Alpine; de cilinderkop was als het ware een kopie van de R16 TS-kop. Brutaler was de 5GT Turbo. Dat was de snelste met stoterstangenmotor. Een waardige opvolger werd de Clio 16V, vooraan in techniek met vier kleppen per cilinder en een elektronisch motormanagementsysteem. We zullen de 5GT Turbo en de Clio 16V nader beschrijven. Voor beide werd een merkenrace - een Cup - georganiseerd; de technische aspecten kunnen uiteraard ook in een auto voor straatgebruik worden toegepast.

31.2 De 5GT Turbo

De 5GT Turbo is uitgerust met een Garrett T2-turbocompressor met tussenkoeler. De meest voor de hand liggende vermogensstijging kan uiteraard worden gevonden in het verhogen van de turbodruk, die door een wastegate wordt begrensd. De standaardturbodruk bedraagt ongeveer 700 mbar. De Cup-uitvoering kende een statisch gemeten druk van 1000 mbar bij een verplaatsing van de wastegate-stang van 5 mm. Men kan hiertoe de lengte van de regelstang instellen; korter = hogere druk, langer = lagere druk. Een wat meer primitieve methode - niet bij races toegestaan - is het aanbrengen van een buisje in de toevoerleiding naar de wastegate-capsule. In dat buisje boort men een aantal kleine



Afb. 31.1: Renault Clio

gaatjes. Voordat de wastegate-capsule de volle druk heeft ontvangen, is er al een bepaalde hoeveelheid lucht voortijdig ontsnapt. De wastegate zal dus later openen, hetgeen betekent dat de compressor meer druk kan opbouwen. Ook kan men de hevel van de wastegate aanpassen, waardoor de overbrenging anders verloopt. Men stuit uiteindelijk op twee hoofdproblemen:

1. de koppakking begeeft het;
2. de tussenkoeler splijt.

De druk dus binnen de perken houden en controleren met geschikte meetapparatuur. De tussenkoeler (standaarduitvoering) zal het boven de 1100-1200 mbar waarschijnlijk begeven. Koppakkingen zijn er in twee uitvoeringen: 5 mm dik en 8 mm dik. Laatstgenoemde was de enige die in de Cup gebruikt mocht worden (Reinz C405/N1002). Eerstgenoemde zal een hogere compressieverhouding opleveren.

De carburateur dient onder alle omstandigheden voldoende brandstof aan te voeren. Derhalve moet een verrijkingssproeier 122,5 worden gemonteerd. De ontsteking (Renix) kan moeilijk worden beïnvloed. Wel kan de gever op de tandschijf een weinig worden verplaatst.

Krijgt men een oudere 5GT Turbo in handen, dan verdient het aanbeveling de motor te reviseren, omdat deze meestal heel wat te verduren hebben gehad.

31.3 De Clio 16V

Een totaal ander concept dan de 5GT Turbo is de Clio 16V. Twee door een tandriem aangedreven nokkenassen en vier kleppen per

cilinder plus motormanagement. Lag de nadruk bij de 5GT Turbo op de turbodruk, bij de Clio 16V ligt die op chip-tuning. Gaat het dan niet meteen om vermogen (= topsnelheid), trekkracht en driveability zullen er zeker door kunnen toenemen. Zo levert Kok Motorsport (Joop Kok) een chip die het koppel over het hele toerengebied op een hoger niveau tilt. Uiteraard kunnen alle registers van de conventionele tuning worden opengetrokken. Verhogen van de compressieverhouding, vergroten van het slagvolume (zie Clio Williams) en alle andere zaken die het rijgenot verder kunnen verhogen. Hieronder valt ook het rijdend gedeelte. Zo kunnen de onderste draagarmen van de R19 worden gemonteerd, waardoor men het camber meer kan variëren. De Cup kent de speciale, uiterst fraaie, Speedline velgen in de maat 7Jx15. Uitermate geschikt hiervoor is bandmaat 185/55 R 15 (AVON CR338 of Michelin Pilot). Handelbare vermogens tot 134 kW (180 pk) bij ongeveer 7200 zijn mogelijk. Uiteraard kan de Clio ook lager gelegd worden; Koni en Bilstein leveren geschikte schokdempers. ZF levert een 45% wrijvingsdifferentieel. Renault Sport levert daarenboven nog een zesbak.

32 Veel mogelijkheden bij Volkswagen

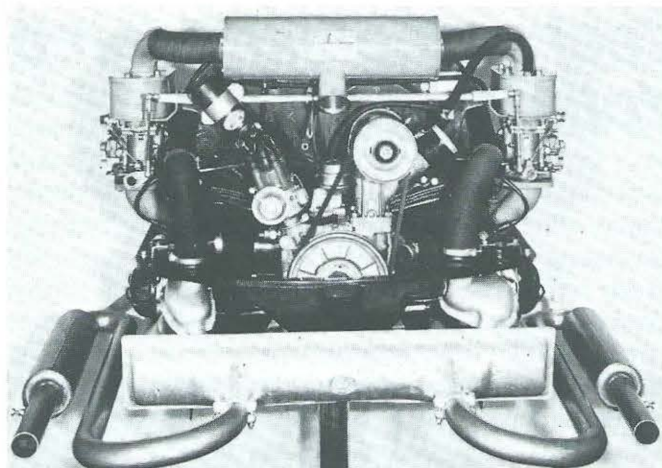
32.1 Inleiding

Bijna alle modellen uit Wolfsburg zijn voor verbeteringen geschikt. Zowel de praktisch klassieke Kever als de voorwielaangedreven typen van de laatste generatie bieden een grote hoeveelheid variatiemogelijkheden. Ook de industrie van toebehoren heeft dit ingezien. Voor VW-motoren zijn er verschillende carburateursets, speciale krukassen, cilinderkoppen en complete motorombouwsets leverbaar. Een aanbod dat men voor andere merken zelden aantreft. Dit is niet verwonderlijk als men ziet hoe snel bij voorbeeld de Golf GTI de harten van de sportieve rijders en rijdsters veroverde. Vanzelfsprekend zag de fabriek dit ook en bracht steeds snellere modellen uit. Naast de GTI verschenen de GTI 16V en de VR6, de Polo G40 en de Corrado. Omdat de Golf, de Vento, de Corrado en de Passat praktisch identieke motoren hebben, zijn de in de volgende paragrafen vermelde beschrijvingen op al deze typen van toepassing.
Omdat er zoveel mogelijkheden bestaan, kunnen wij uiteraard niet alles beschrijven. Wat dat betreft, verwijzen we u naar specialistische boeken op VW-gebied.

32.2 De VW Kever

Alhoewel de Kever in Europa niet meer wordt geproduceerd, vormt deze nog altijd een dankbaar tuning-object. Ook de diverse Kever Cabriolets hebben in dat opzicht, dank zij veelal het grondige onderhoud, nóg een lange tijd te gaan. De hier beschreven tuning-maatregelen zijn veeleer voorbeelden. Vele tuning-sets zijn niet meer verkrijgbaar, vele namen bestaan ook al niet meer. Vooral in de USA is een hausse van speciale onderdelen ontstaan, die ook hun weg naar Europa hebben gevonden. In Nederland is Hot Rod (eigenaar Henk Hendriksen) te Doesburg een bedrijf dat

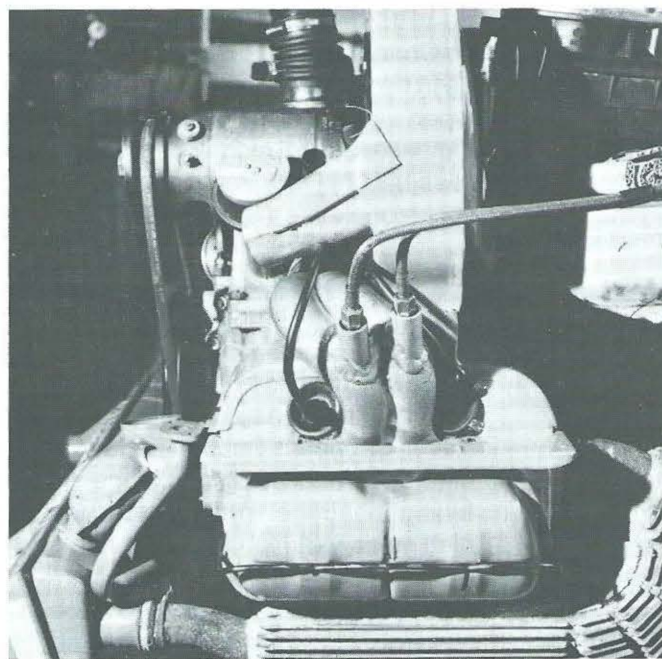
Afb. 32.1. Voor de motor van de Type 1 (Kever) komen twee dubbele carburateurs in aanmerking om het vermogen te doen toenemen. Hier een Riechert-installatie met twee dubbele Solexen.



de nodige maatregelen voor de Kever-liefhebber uitvoert, erover meedenkt en de nodige onderdelen levert.

32.3 Carburatie

Standaard heeft de 1,2 liter Kever-motor een Solex-carburateur van het type 30 PICT, terwijl de 1,6 liter met de grotere 34 PICT is uitgerust. Omdat de aanzuigwegen erg lang zijn, wordt een set

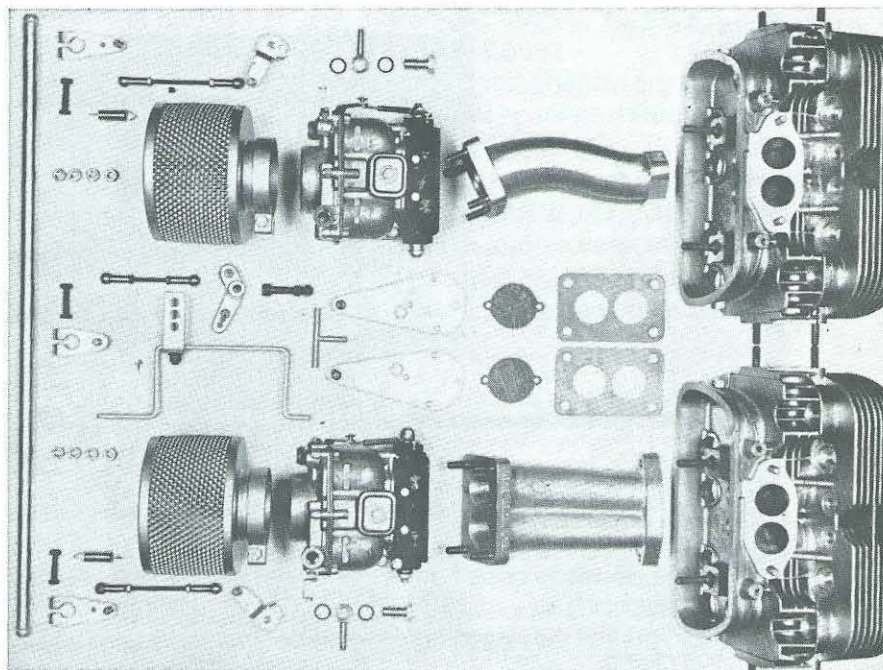


Afb. 32.2. Inspuitmotor van Zöllner die bij twee liter slagvolume 70 kW (95 pk) levert

met twee carburateurs aanbevolen. Hiervoor is ook een andere verdeler nodig met centrifugaalvervroeging (van Bosch, kortweg de 009 of de 050 genoemd), waardoor de ontsteking ongeveer 2-5 graden vroeger gesteld kan worden, als bij het accelereren de motor gaat detoneren (pingelen). Carburateur en verdeler leveren ongeveer 3,5 tot 6 kW (5 tot 8 pk) extra.
Bij getunede Kevers wordt ook wel eens de K-Jetronic van Bosch ingebouwd. Deze stamt dan van de Golf GTI en wordt met name toegepast op Kever-motoren met twee liter slagvolume. Met een compressieverhouding van 8,5:1 levert een dergelijke motor 71 kW (90 pk) bij 4600 1/min en heeft een maximumkoppel van 168 Nm bij 3000 1/min.

32.4 De cilinderkop

Door het bewerken van de cilinderkop, de inlaat- en uitlaatkanalen, de kleppen en het verhogen van de compressieverhouding kunnen nog enige kW's worden gemobiliseerd. Voor grotere vermogensstijgingen heeft men de dubbelpoorts-cilinderkoppen van de 1,6 liter-motoren (type 1302/1303) nodig. Bij die exemplaren is het zinvol grotere inlaatkleppen (38 of 40 in plaats van 35,5 mm) te

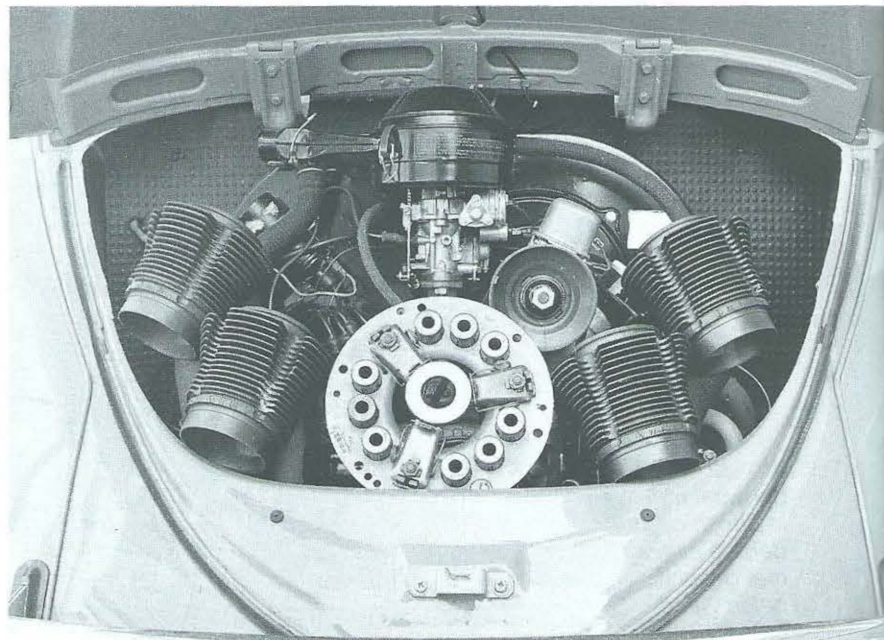


Afb. 32.3. Bij deze ombouwset met twee dubbele Zenith-carburateurs worden de cilinderkoppen met gescheiden inlaatkanalen van de VW 1600 c.q. 1302/1303 S gebruikt

monteren. Dit is een voorwaarde voor een hoog specifiek vermogen.
Voor zwaar belaste motoren kunnen de natriumgekoelde uitlaatkleppen worden aanbevolen. Door het bewerken van de kanalen, kleppen, klepzittingen, verbrandingsruimten en een verhoging van de compressieverhouding kan een vermogenswinst van ongeveer 3 tot 6 kW worden bereikt.

32.5 Drijfwerk en zuigers

Alle denkbare maatregelen ter verbetering van het drijfwerk zijn mogelijk en veelal ook doelmatig, zoals het uitbalanceren van de krukas en drijfstangen, het uitwegen van de zuigers en het lichter maken van het vliegwiel (tot maximaal 2,5 kg). Het slagvolume van de VW-boxermotoren kan worden vergroot door het monteren van andere zuigers en cilinders en/of een andere krukas. Door het monteren van de zuigers en cilinders, alsmede de krukas van de VW 1303S (boring 85,5 mm) kan de 1200-motor zonder veel moeite op 1,6 liter worden gebracht. De cilinders moeten hiervoor aan het bovenste pasvlak van de 1200-cilinderkop worden aangepast. Bij het eveneens toepassen van de 1303-kop hoeft dit niet. Nog meer slagvolume en vermogen kan men verkrijgen door speciale zuigers en cilinders te monteren. Bij voorbeeld 90 mm

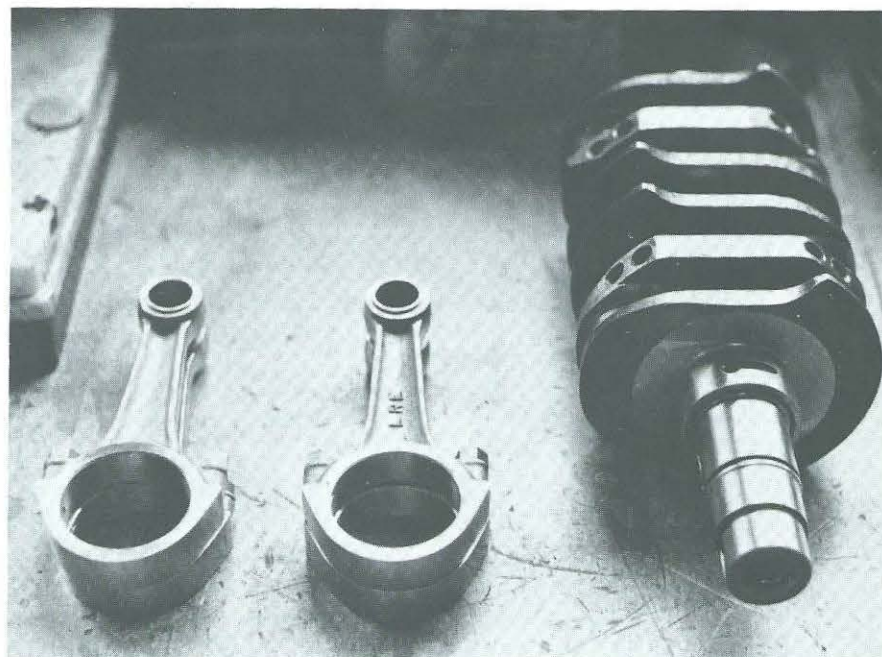


Afb. 32.4. Bij 1,2 en 1,3 liter-motoren is een vergroting van de cilinderinhoud met standaardonderdelen mogelijk. Wel moet een sterkere drukgroep worden gemonteerd.

Afb. 32.5. Zöll voor de VW Ke motor een exa lanceerde kru mm slag (en g combinatie me drijfstangen

32.6 Kleppen

Afb. 32.5. Zöllner gebruikt voor de VW Kever-boxermotor een exact uitgebalanceerde krukas met 82 mm slag (en glijlagers) in combinatie met speciale drijfstangen

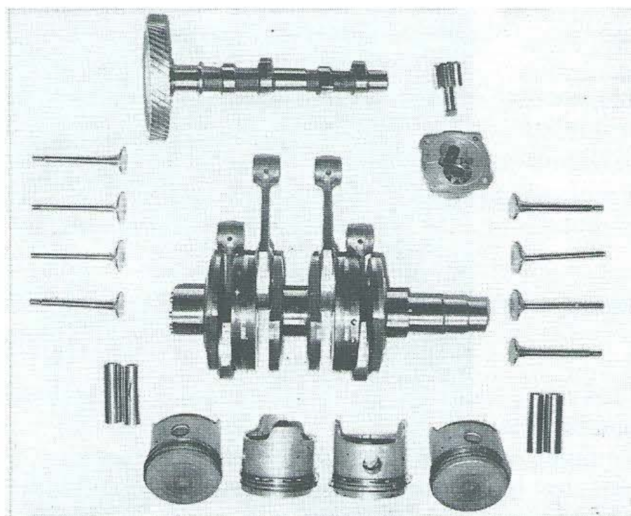


boring geeft een slagvolume van 1,770 L. Door de gewelfde zuigers wordt de compressieverhouding van 7,5:1 op 8,2:1 gebracht. Met behulp van een krukas met langere slag (78,4 mm) wordt de cilinderinhoud een vorstelijke 1,998 L.
Per 0,1 L slagvolumevergroting kan men rekenen op ongeveer 2,5 kW vermogenswinst, afhankelijk van het specifieke vermogen en de vullingsgraad van de desbetreffende motor.
Bij wat zwaarder opgevoerde motoren kan men het beste ook de smering en koeling verbeteren. Een grotere oliepomp en een nevenstroomoliefilter tonen dan een duidelijke verbetering. Vanzelfsprekend zijn er ook aparte oliekoelers leverbaar die onder de voorbumper kunnen worden aangebracht. Deze verminderen de olietemperatuur met ongeveer 20 °C.

32.6 Kleppen en nokkenas

Het kleppenmechanisme en de nokkenassen van alle VW-boxermotoren zijn, afgezien van kleine afwijkingen, praktisch gelijk. Deze verschillen betreffen in eerste instantie de klepafmetingen en klepveerdruk. Voor het lichter maken van de massa van het kleppenmechanisme kan men de tuimelaars en stoters bewerken.

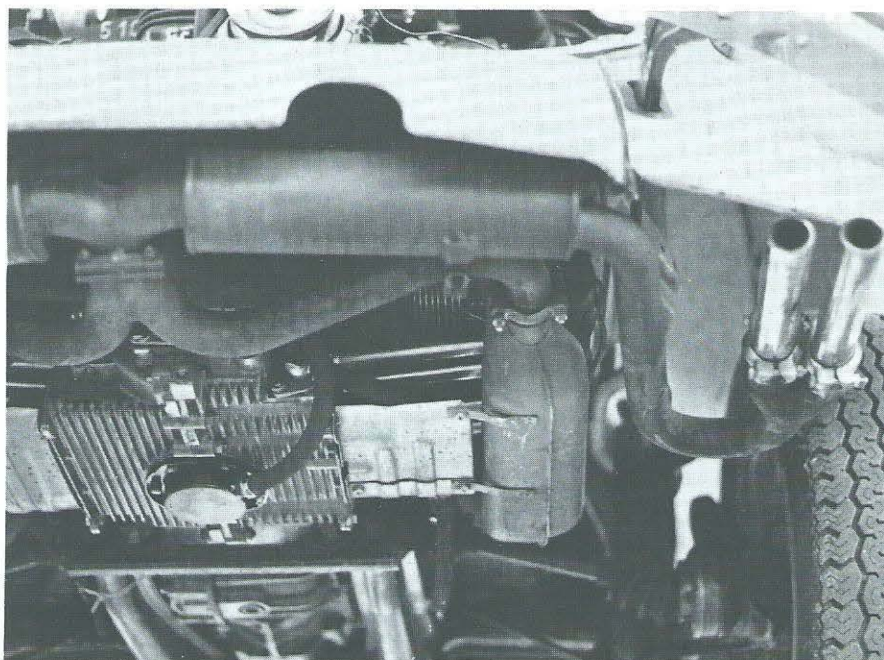
Afb. 32.6. Bij een toptuning van de VW-motor worden bijna alle bewegende delen vervangen. De rollengelagerde krukas heeft hoofdzakelijk voordelen bij sterke verhitting van de olie.



Eenvoudiger is het de voorspanning van de klepveren te verhogen. Hiervoor moet men onderlegringen (tot maximaal 2 mm) onder de veren plaatsen. De progressief gewikkelde standaardveren kan men over het algemeen blijven gebruiken. Verschillen in veerkracht treden alleen op door fabricagetoleranties. Voor getunede motoren moet men de meest strakke exemplaren uitzoeken, waarbij erop gelet moet worden dat in dat opzicht alle veren zoveel mogelijk hetzelfde zijn. De zwakste veer bepaalt namelijk het maximumtoerental. Vanzelfsprekend zijn er ook hardere veren verkrijgbaar.
Alle VW-boxermotoren hebben dezelfde nokkenas. Verschillen tussen de openingstijden van de oude 34 pk-motor en de nieuwere (1,6 liter) 50 pk-motor zijn bereikt door een kleinere overbrengingsverhouding van de tuimelaars. Speciale nokkenassen zijn op ruime schaal verkrijgbaar.

32.7 Het uitlaatsysteem

De standaarduitlaat (knalpot) is met zijn korte pijpen en goede geluidsdemping niet bijzonder geschikt voor grote vermogensstijgingen. Men kan door het lostornen van de stansnaad diverse geperforeerde pijpen en dempingsmateriaal uit het interieur (van de demper) halen. Einddempers (sierdempers) met een grotere diameter zijn goed bruikbaar, mits zij als absorptiedemper zijn uitgevoerd, zoals de standaardpijpjes. Meer succes zult u overi-

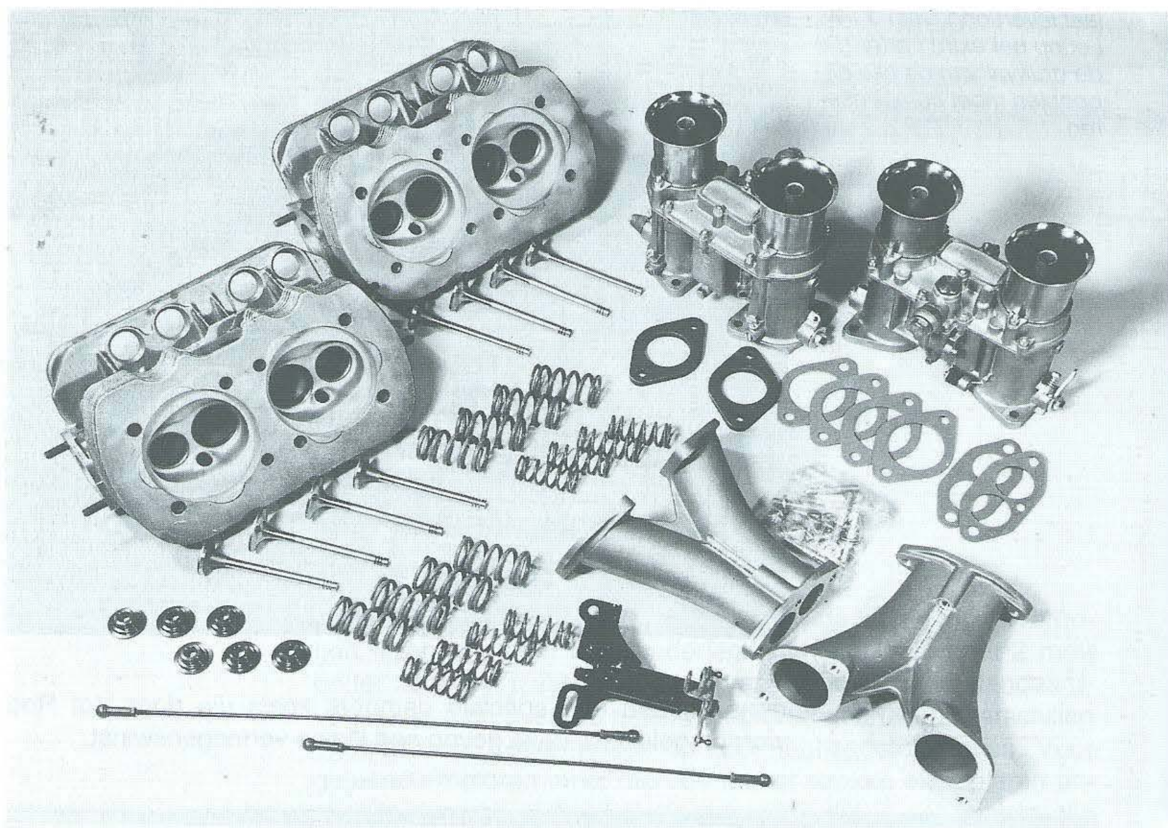


Afb. 32.7. Een speciale uitlaat levert ongeveer 2 kW. Let op het extra carter dat de drukval van de olie bij bochten moet compenseren.

gens hebben met speciale dempers zoals die door Hot Rod worden geleverd; deze geven een kleine vermogenswinst.

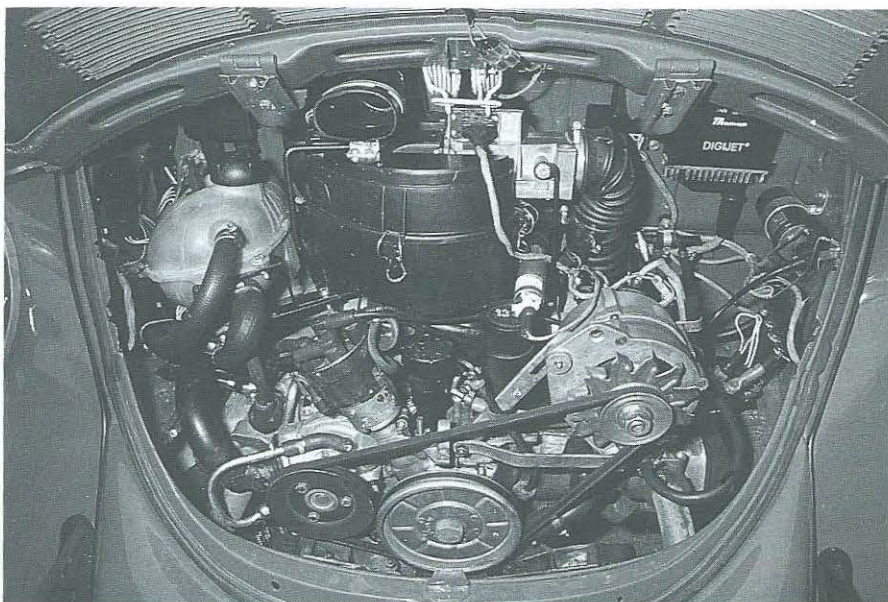
32.8 Het vermogen

Dat de vermogensgrenzen van de luchtgekoelde motoren eerder bereikt zijn dan die van vloeistofgekoelde motoren is een bekend feit. De Kever-motor laat slechts een geringe verhoging van het toerental toe en ook de compressieverhouding wordt door mogelijke thermische problemen begrensd. De specifieke vermogens kunnen daarom nooit erg hoog zijn - ten hoogste 37 kW/liter - en dus onder de waarden blijven die de meest normale huidige motoren al in standaardvorm vertonen. De bereikbare toerentallen liggen bij Kever-motoren bij 5600 en in uitzonderingsgevallen bij 6000 1/min; laatstvermelde bij zorgvuldige bewerking van het kleppenmechanisme.
Voor de 1,2 L-motor ligt de vermogensgrens met twee carburateurs, bewerkte cilinderkoppen, andere nokkenas enz. bij 41 kW (55 pk). Meer moet daar ook niet aan gebeuren. Met 1,6 L kan men ongeveer 55 kW (75 pk) realiseren, doch daar moet het nodige voor gedaan worden. De meest gezonde weg om meer vermogen uit de boxermotor te krijgen, is het vergroten van het



Afb. 32.8. De grootst mogelijke doorlaat. Naast de Weber 48 IDA-carburateurs (dubbele valstroom) omvat deze set passende inlaatkelken, bewerkte cilinderkoppen, kleppen, klepveren en de nodige kleinere onderdelen.

slagvolume. Met 1,8 liter verkrijgt men probleemloos 55 kW (75 pk) en met 2,0 liter zelfs 67 kW (90 pk).
Ook populair is het inbouwen van de Type 4-motor, zoals die voorkomt in de Porsche 914, VW 411/412 en in de Bus/Transporter. Het slagvolume liep bij standaarduitvoeringen van 1,7 tot 2,0 liter; het vermogen van 51 kW (68 pk/VW 411) tot 75 kW (100 pk/2 liter Porsche 914). In principe past de Type 4-motor in de motorruimte van de Kever, maar vanwege de ruimte zijn er aanpassingen aan ventilateurhuis en uitlaatsysteem nodig.
Alle basismotoren van Type 4 zijn bruikbaar, waarna een ombouwset kan worden gemonteerd. Het verdient aanbeveling de eindaandrijving van de 1,6 liter-modellen te gebruiken. De ombouwsets bestaan meestal uit een aangepast ventilateurhuis met onderdelen uit de Porsche 911. De olietemperatuur wordt over het



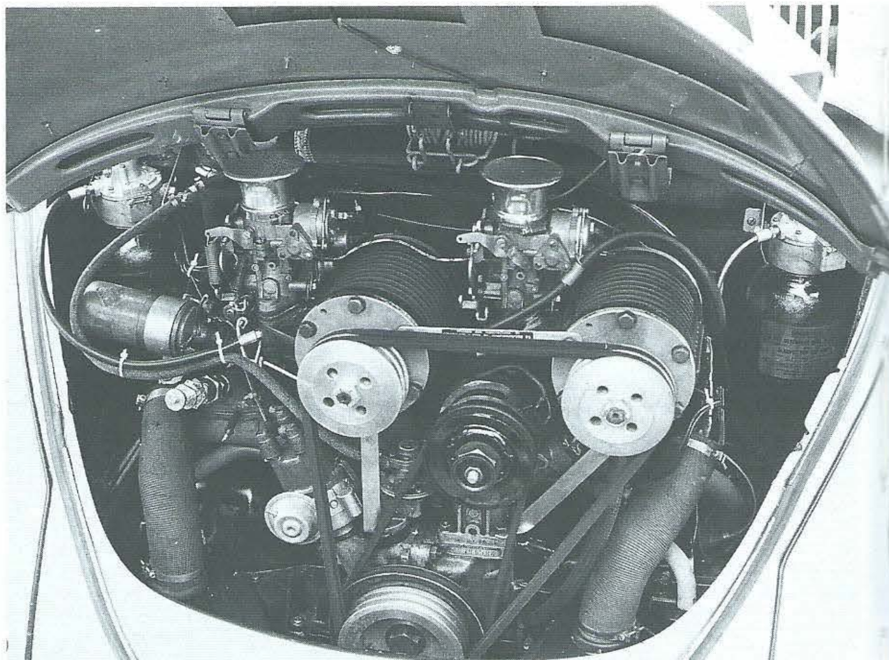
Afb. 32.9. Om de Kever van het nodige vermogen te voorzien, bouwde Oettinger de vloeistofgekoelde motor uit de Transporter in. Deze WBX 4 (2100 cm^3) levert in Oettinger-uitvoering 75 kW bij 5000 1/min en zorgt daarmee voor goede rijprestaties.

algemeen beheerst door een aluminium koeler die thermostatisch wordt geregeld (circa 90 °C).
In principe wordt het elektronisch inspuitsysteem (Bosch D-Jetronic) niet overgebouwd, maar vervangen door dubbele carburateurs. Vroeger werden Solex 40PII-4 toegepast, tegenwoordig DellOrto 40 DRLA. Zonder al te veel aanpassingen wordt een vermogen van ongeveer 75 kW gehaald. De Kever heeft dan een topsnelheid in de buurt van 165 km/h.
Vanzelfsprekend kan dat vermogen nog worden verhoogd. Door bij voorbeeld het slagvolume naar 2,368 L te brengen, komen de vermogens rond de 95 tot 110 kW.

32.9 VW Polo, Golf en soortgenoten

Van huis uit waren deze auto's al licht van gewicht en snel. Kortom, een prima uitgangsbasis voor een aantal ingrepen.
Zoals vroeger met de Golf GTI, heeft recentelijk de Golf VR6 de maatstaf voor prestaties opnieuw bepaald. Zijn 2,8 liter-zescilinder met een 15 graden cilinderhoek heeft een vermogen van 129 kW (174 pk). Daarmede is de Golf III weer van een voldoende prestatieniveau voorzien. Deze motor is vanzelfsprekend ook in de Passat en in de Corrado leverbaar. In de Corrado zelfs met 2,9 liter cilinderinhoud en een maximumvermogen van 142 kW.

Afb. 32.10. In de USA gebruikt men mechanische drukvulling. Hier twee mechanische compressors; de carburateurs zuigen aan. Deze methode is alleen voor dragsters geschikt.



Niet alleen de krachtigste modellen, maar ook de Golf GTI, de GTI 16V, de Golf G60 en zelfs de kleine Polo zijn interessante tuningobjecten.

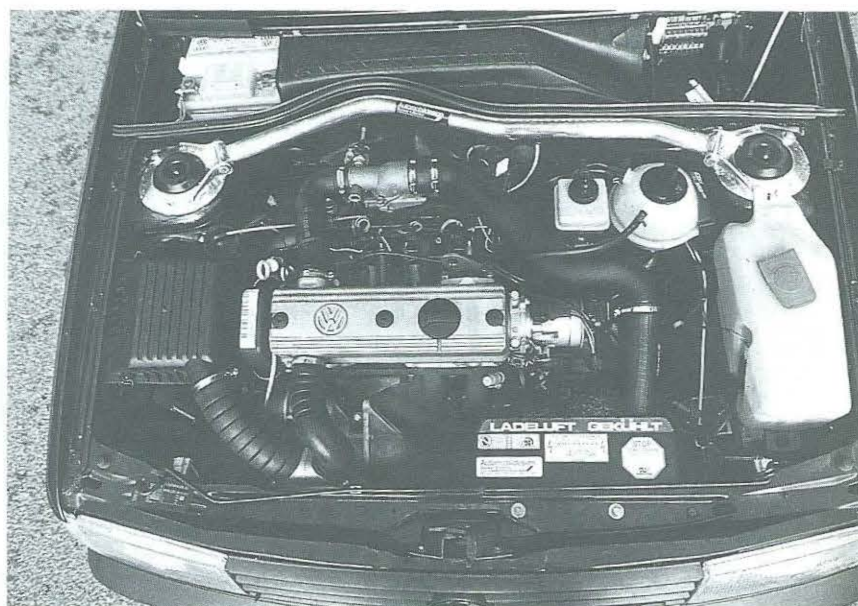
32.10 De Polo G40

Polo-rijders die meer vermogen wensen, kunnen het beste meteen een G40 aanschaffen. Deze Polo met 85 kW 1,3 liter-motor met G-lader presteert meer dan de Golf GTI 16V met 96 kW.
De G-lader kan ook naderhand worden ingebouwd. De kenvelden van ontsteking en inspuiting dienen dan aangepast te worden. Een tussenkoeler is dan ook noodzakelijk.
Als extra kan men nog conventionele maatregelen treffen. Het totale vermogen komt dan al snel op 110 kW.

32.11 De Golf GTI 16V

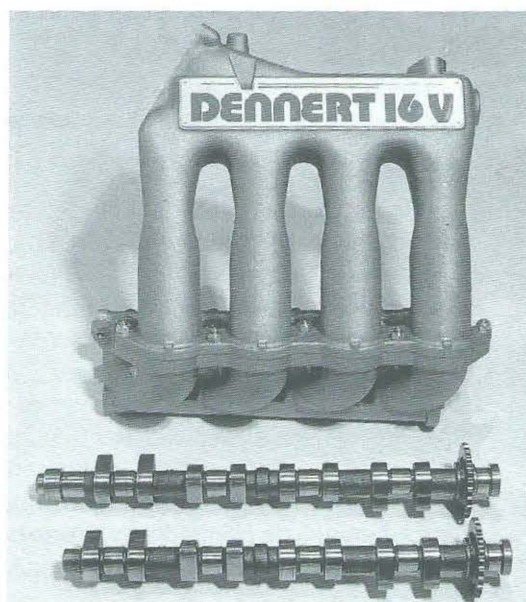
In plaats van een minder krachtige Golf te tunen, kan men er beter voor kiezen een gebruikte GTI 16V aan te schaffen. Alle conventionele methoden zijn inmiddels daarop losgelaten. Veel kan worden bereikt door wijziging van de nokkenassen met betrekking tot openingstijden en kleplift, het monteren van grotere kleppen en het bewerken van de inlaatpoorten. Een aanpassing van





Afb. 32.11. Met tussenkoeling, verhoogde vuldruk en enkele andere maatregelen levert deze G 40-motor ruim 110 kW (150 pk)

kenvelden van inspuiting en ontsteking is daarna ook noodzakelijk.
Een verdere vermogenswinst wordt bereikt door het verhogen van de compressieverhouding; de kop licht vlakken (maximaal 0,1 mm) of een dunnere koppakking monteren (1,35 in plaats van 1,7 mm). Het resultaat is een compressieverhouding van 10,2:1 tot



Afb. 32.12. Speciale nokkenassen en een aangepast inlaatgedeelte leveren bij de 16V-motor ongeveer 12 kW extra

Afb. 32.13. Krukassen met een lange slag en speciale zuigers kunnen het slagvolume tot boven de twee liter laten uitkomen

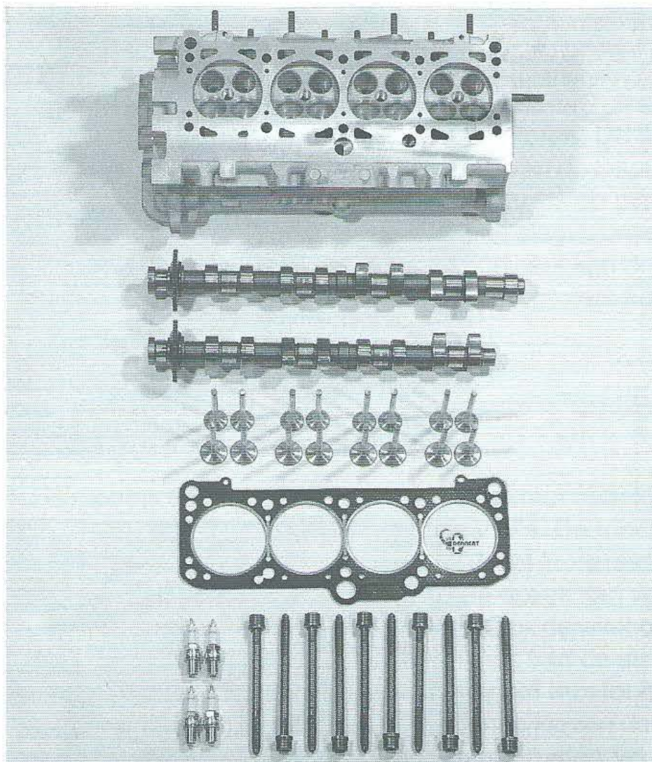


10,3:1 in plaats van de standaard 10,0:1. Neemt men de 96 kW motor (met katalysator) als uitgangspunt, dan zal na deze ingrepen een vermogen van ongeveer 110 kW beschikbaar zijn bij een nominaal toerental dat ongeveer 500 1/min meer bedraagt.
De 1,8 liter Golf 16V is uiteraard geschikt om bevorderd te worden naar de tweeliterklasse. Hiertoe wordt een krukas met 94,5 mm slag gemonteerd, het blok opgeboord (82 mm), de kanalen gepolijst en nokkenassen met gewijzigde openingshoeken ingebouwd. Het verdient aanbeveling de motorelektronica aan te passen. Het vermogen komt dan in de buurt van 125 kW en het koppel bij 220 Nm.

32.12 De G60-motor

Eerst in de Corrado, later ook in de Golf Rallye en Golf GTI G60 monteerde de VW-fabriek de G60-motor als zijnde de laatste evolutietrap. De 1,8 liter-motor met twee kleppen per cilinder kwam door toepassing van de G-lader met een spiraalbreedte van 60 mm op een vermogen van 119 kW. Deze motor treft men ook aan in de Passat G60 en de Passat Syncro.
Een lichte vorm van G60-tuning is het verhogen van de vuldruk; de verhoging bedraagt ongeveer 0,1 bar. Uiteraard gepaard gaande aan wijzigingen aan de motorelektronica. Het resultaat is ongeveer 15 kW extra vermogen. Behalve het verhogen van de vuldruk kan ook de cilinderkop worden bewerkt. Eveneens kunnen andere nokkenassen de kleppen gaan bedienen. Een grotere

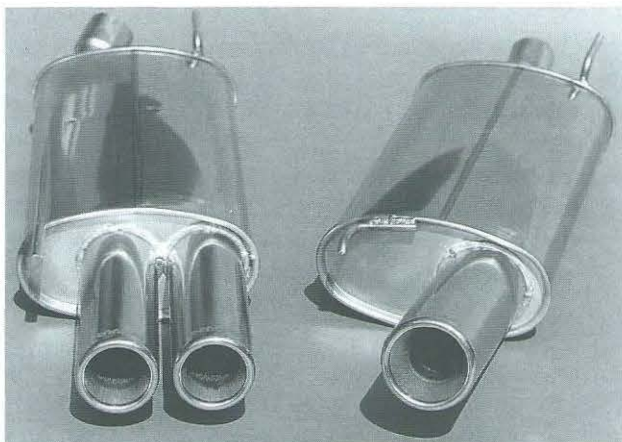
Afb. 32.14. Een speciale cilinderkop die ongeveer 15 kW extra levert. Deze is verkrijgbaar voor de 1,8 liter evenals voor de nieuwe tweeliter 16V-motor.



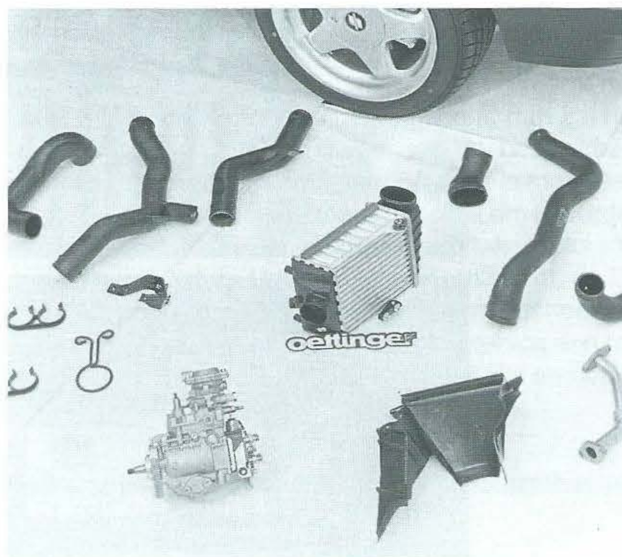


Afb. 32.15. Met relatief eenvoudige middelen kan uit de VR6-motor ruim 150 kW gehaald worden

tussenkoeler bewijst dan goede diensten. Het vermogen komt dan uiteindelijk rond 180 kW bij 6200 1/min en het koppel op 258 Nm bij 4500 1/min.



Afb. 32.16. Uitlaatdempers met geringe tegendruk zijn voor alle motorvarianten, zelfs de diesels, leverbaar.



Afb. 32.17. Hier de dieselkit op basis van de 1,9 liter-motor (55 kW) met tussenkoeler, verhoogde vuldruk en een aangepaste inspuitpomp: 75 kW bij 4400 1//min en een maximumkoppel van 187 Nm bij 2700 1/min.

32.13 De nieuwe basis: de VR6-motor

Met 2,8 liter slagvolume en 130 kW is deze motor niet echt zwak te noemen. Toch worden al varianten aangeboden waarbij het vermogen rond de 150 kW ligt. VW levert voor de Corrado een 2,9 liter-versie met 142 kW.

Ook bestaat de mogelijkheid het slagvolume op bijna 3 liter te brengen. Alle conventionele methoden vinden dan toepassing; inclusief aanpassing van de motorelektronica. Het resultaat is een vermogen van ongeveer 160 kW bij 5800 1/min en een koppel van 276 Nm bij 4200 1/min.

32.14 Diesel-tuning

Dieselrijders staan bekend als zuinige mensen. Ook uit die hoek bestaat echter een vraag naar snellere motoren. De aanpassing van de diesel omvat meestal een wijziging van de inspuitpomp en - bij turbodiesels - een modificatie van de turbo en eventueel het monteren van een tussenkoeler. Bij 1,6 liter slagvolume komt men op ongeveer 67 kW. Bij de 1,9 liter-turbodiesel kan ongeveer 15 kW extra gehaald worden, mits men een veel grotere tussenkoeler monteert.

32.15 Velgen en banden; niet te breed

Het is moeilijk een totaal overzicht te krijgen met betrekking tot het aanbod van velgen en banden voor de VW's. De meer krachtige exemplaren worden af fabriek al geleverd met grote maten (195/50 of 205/50 R 15 op 6J- of 6,5J-velgen). De optiek kan vereisen dat 7 inch brede velgen worden gemonteerd. Ook de wielbolling is van belang. Een 25 mm bolling (offset) in plaats van de standaard 38 mm heeft een spoorverbreding per as van 26 mm tot gevolg. Het verdient aanbeveling geen grotere velgen te kiezen dan 7,5J met bandmaat 205/45 of 215/40 R 16. Grotere maten verslechteren het rijgedrag bij rechtuit rijden, geven minder comfort en bevorderen het aquaplanings-gevaar.



Afb. 32.18. Grote 16 inch-velgen kunnen alleen gemonteerd worden in combinatie met banden met een zeer lage hoogte/breedteverhouding (40-serie). Zo passen ze in de wielkasten van een Golf.

Vertaling en bewerking: Atte Roskam
Omslagontwerp: DELTA PRESS
Foto's en afbeeldingen binnenwerk: Alfa Romeo, Alpina, AMG, Archiv, Audi, BMW, Bosch, Bosal, Brabham, Brabus, Champion, Carlsson, Citroën, Continental, Cooper, Dennert, Ferrari, Fiat, Ford, Garrett, Hack, Hartmann, Heymann, Honda, IKD, Irmscher, Koni, Lancia, Lexmaul, Mercedes, Monroe, Moon Space, NSU, Oettinger, Opel, Peugot, Pierburg, Pirelli, Porsche, Porsche Salzburg, Renault, Ruf, Saab, Sachs, Schenck, Schrick, Seufert, SU, Suzuki, TDE, Toyota, Uniroyal, Volvo, VW, Zender, ZF.



ISBN 90 6674 094 9

3e druk 1995
4e druk 1999

Oorspronkelijke titel: Autos schneller machen

Inhou

Voor veel mensen is de auto meer dan alleen een vervoersmiddel. Deze mensen besteden bijna elke vrije minnut om hun auto met een kist vol gereedschap te lijf te gaan. Het doel wordt dan niet zozeer gevormd door een doe-het-zelf-drang ten aanzien van onderhoud en reparatie, vaak is er de wens naar hogere prestaties en/of betere rij-eigenschappen. Overigens leidt dit in veel gevallen niet tot resultaten, omdat tuning kennis van zaken vergt: op zijn minst kennis van basisprincipes. Alhoewel er op dit gebied veel geheime recepten, kroegenpraat en wondermiddelen zijn, blijkt de waarheid meestal anders uit te pakken.
AUTOTUNING geeft een uitvoerige beschrijving van de mogelijkheden voor het verhogen van de prestaties en het verbeteren van de rij-eigenschappen.
De auteur, Gert Hack, is een autoriteit op dit gebied. Als chef-redacteur bij het vooraanstaande autoblad AUTO MOTOR UND SPORT, door zijn werkzaamheden bij BMW-Alpina en door zijn grote ervaring op het gebied van autoracen staat hij er borg voor dat alle aspecten van tuning, inclusief het onderstel, wordt besproken.





I SBN 90 6674 094- 9
9 789066 740945

educatieve
en technische
uitgeverij



AUTO TUNING

ISBN 90 66784 0

